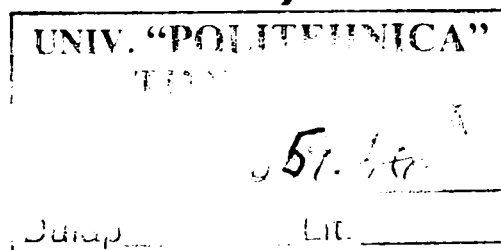


CONTRIBUȚII PRIVIND CONTROLUL NOXELOR PENTRU MOTOARE DIESEL CU INJEȚIE DIRECTĂ DE FOARTE ÎNALTĂ PRESIUNE

Teză destinată obținerii
titlului științific de doctor inginer
la
Universitatea "Politehnica" din Timișoara
în domeniul INGINERIE MECANICĂ
de către

Ing. Radu Thuma (născut Bârzeanu)



Conducător științific:
Referenți științifici:

prof.dr.ing. Virgiliu Dan Negrea
prof.dr.ing. Roland Meyer Pittroff
prof.dr.ing. Nicolae Burnete
prof.dr.ing. Constantin Pană
prof.dr.ing. Ioan Nicoară

Ziua susținerii tezei: 16.01.2009

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- | | |
|------------------------|---|
| 1. Automatică | 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații |
| 2. Chimie | 8. Inginerie Industrială |
| 3. Energetică | 9. Inginerie Mecanică |
| 4. Ingineria Chimică | 10. Știința Calculatoarelor |
| 5. Inginerie Civilă | 11. Știința și Ingineria Materialelor |
| 6. Inginerie Electrică | |

Universitatea „Politehnica” din Timișoara a inițiat seriile de mai sus în scopul diseminării expertizei, cunoștințelor și rezultatelor cercetărilor întreprinse în cadrul școlii doctorale a universității. Seriile conțin, potrivit H.B.Ex.S Nr. 14 / 14.07.2006, tezele de doctorat susținute în universitate începând cu 1 octombrie 2006.

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2009

Această publicație este supusă prevederilor legii dreptului de autor. Multiplicarea acestei publicații, în mod integral sau în parte, traducerea, tipărirea, reutilizarea ilustrațiilor, expunerea, radiodifuzarea, reproducerea pe microfilme sau în orice altă formă este permisă numai cu respectarea prevederilor Legii române a dreptului de autor în vigoare și permisiunea pentru utilizare obținută în scris din partea Universității „Politehnica” din Timișoara. Toate încălcările acestor drepturi vor fi penalizate potrivit Legii române a drepturilor de autor.

România, 300159 Timișoara, Bd. Republicii 9,
tel. 0256 403823, fax. 0256 403221
e-mail: editura@edipol.upt.ro

CUVÂNT ÎNAINTE

În mod paradoxal, dar în fond cât se poate de normal, aceste rânduri așezate aici, la începutul tezei de doctorat, au fost scrise ultimele, de fapt după încheierea redactării lucrării. Prin aceasta, se încheie un capitol deosebit de important al vieții mele.

Ajuns aici, aș dori să aduc mulțumiri tuturor aceluia care m-au ajutat și susținut în această perioadă.

Doresc să-i mulțumesc în mod special, din toată inima, celui căruia îi datorez de fapt finalizarea acestei lucrări, omului și profesorului dr. h.c. ing. **Virgiliu-Dan Negrea**, conducătorul științific al acestei teze.

Un gând deosebit îl adresez domnului șef de lucrări dr. ing. **Gelu Pădure**, pentru întreg sprijinul acordat, de sfaturile de care am beneficiat în perioada de redactare a lucrării.

Calde mulțumiri se cuvin a fi aduse tuturor celor care au contribuit la efectuarea măsurărilor pe autoturisme, în stațiile de testare din Germania, beneficiind de aparatură de încercare modernă și instalații de prelucrare a datelor, spațiul redus împiedicându-mă să îi amintesc aici pe toți.

Mulțumiri le aduc cadrelor didactice din cadrul Catedrei de Termotehnică, Mașini Termice și Autovehicule Rutiere, și în mod deosebit domnului conf. dr. ing. **Ioan Laza** - Șeful Catedrei, care au participat la susținerea în catedră a lucrării și care mi-au oferit sfaturi pertinente pentru îmbunătățirea calității acesteia în vederea susținerii publice.

În același timp, țin să mulțumesc tuturor profesorilor mei de la Facultatea de Mecanică a Universității "Politehnica" Timișoara, colegilor de-a lungul timpului din Germania, toți cei care au contribuit la formarea mea ca inginer, respectiv ca și cercetător.

Nu în ultimul rând trebuie să aduc mulțumiri familiei, care m-a înțeles și m-a susținut pe întreaga perioadă a elaborării tezei, și în mod deosebit în partea finală, în contextul social - economic actual.

Timișoara, ianuarie 2009

Autorul

Thuma (născut Bârzeanu), Radu

Contribuții privind controlul noxelor pentru motoare diesel cu injecție directă de foarte înaltă presiune

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, Nr. 50, Editura Politehnica, 2009, 176 pagini, 109 figuri, 39 tabele.

ISSN: 1842-4937

ISBN: 978-973-625-804-6

Cuvinte cheie:

noxe, poluare, motoare diesel, injecție directă, foarte înaltă presiune

Rezumat:

Una dintre cele mai mari provocări ale societății noastre este reconcilierea transportului cu mediul înconjurător. Prejudiciile aduse mediului înconjurător ca urmare a activităților de transport constituie o preocupare crescândă în viitor. Transporturile, mai ales cele rutiere și urbane au un impact negativ care tinde din ce în ce mai mult să fie perceput ca atare și în România. Principalele consecințe negative sunt zgomotul, poluarea (în special cea generată de motoarele cu combustie), consumarea unei energii nerecuperabile, riscul unor accidente tehnologice majore, ploile acide, etc.

Lucrarea realizează o analiză a condițiilor pe care le impune injecția de foarte înaltă presiune. Este analizată injecția diesel, problemele și evaluarea acestora, factorii care influențează procesul de injecție. O deosebită atenție se acordă fenomenelor perturbatorii ale procesului de injecție. Se prezintă sistemul de injecție electronică de motorină și se concluzionează asupra rezultatelor obținute.

Problema tratată este de un deosebit interes practic și teoretic, deoarece încearcă și reușește să evidențieze, pentru autoturisme de clasă mijlocie, evoluția unor parametri caracteristici poluării, inclusiv pentru CO₂, a consumului specific de cale, exprimat în l/100km, precum și a comportării uleiului pe durata exploatarei, în raport cu distanța parcursă.

CUPRINS

CUVÂNT ÎNAINTE	
CUPRINS	5
1. PROBLEME ACTUALE ALE POLUĂRII	6
1.1. Introducere	8
1.2. Relația dintre ecologie și poluare	8
2. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRIILOR ÎN DOMENIUL INECȚIEI DE FOARTE ÎNALTĂ PRESIUNE	15
2.1. Considerații generale	15
2.2. Inecția de motorină	16
2.2.1. Mărimile caracteristice inecției diesel	16
2.2.2. Factorii care influențează procesul de inecție	21
2.2.3. Fenomenele perturbatorii ale proceselor de inecție	24
2.2.4. Cavitația	30
2.2.4.1. Generalități	30
2.2.4.2. Cavitația în conducta de refulare	33
2.2.4.3. Cavitația în zona supapei de refulare	35
2.2.4.4. Cavitația în zona duzei inecjectorului	36
2.2.5. Influența mărimilor caracteristice ale inecției asupra performanțelor motoarelor cu aprindere prin comprimare	37
2.3. Sistemul de inecție diesel electronic	38
3. GENEZA ȘI CONTROLUL NOXELOR LA MOTOARELE DIESEL CU INECȚIE DE FOARTE ÎNALTĂ PRESIUNE	43
3.1. Originea poluanților din gazele de evacuare ale motoarelor cu aprindere prin comprimare	43
3.1.1. Generalități	43
3.1.2. Originea fumului emis de către m.a.c.	43
3.1.3. Originea emisiilor de hidrocarburi și a mirosului gazelor evacuate	45
3.1.4. Formarea poluanților în motorul cu inecție directă	45
3.1.4.1. Câmpul de concentrații în perioada întârzierii la autoaprindere	45
3.1.4.2. Formarea substanțelor poluante	46
3.1.5. Formarea amestecului în motorul cu inecție indirectă	47
3.2. Mijloace active de reducere a emisiilor poluante la motoarele cu aprindere prin comprimare	47
3.2.1. Factorii care influențează emisiile motoarelor diesel	47
3.2.2. Metode active de reducere a emisiilor	49
3.3. Metode pasive de reducere a emisiilor la m.a.c. cu catalizatori și filtre de particule	56
4. INSTALAȚII ȘI METODE DE MĂSURARE A POLUANȚILOR EMIȘI DE MOTOARELE CU ARDERE INTERNĂ	60
4.1. Instalații de măsurare a poluanților gazoși	60
4.2. Instalații de măsurare a particulelor	61
4.3. Elemente privind determinarea experimentală a poluanților și a mirosului gazelor de eșapament	62
4.3.1. Inventarierea metodelor de măsurare a noxelor	62
4.3.2. Evaluarea mirosului gazelor de eșapament	66

4.4. Controlul electronic al injecției de combustibil pentru un motor diesel curat	66
4.4.1. Considerații generale	66
4.4.2. Schema sistemului	68
4.4.3. Controlul presiunii de injecție	69
4.4.4. Pompa de alimentare	70
4.4.5. Controlul cantității de combustibil	70
4.4.5.1. Controlul injectorului	70
4.4.5.2. Performanțele controlului de combustibil	71
4.4.6. Controlul timpului de injecție	71
4.4.7. Controlul ritmului de injecție	71
4.4.8. Reglarea cantității injectate	72
4.5. Concluzii și limite normate pentru noxe	72
5. METODE ȘI MIJLOACE PENTRU CERCETAREA NIVELULUI NOXELOR EMISE DE MOTOARE DIESEL CU INJECȚIE DE ÎNALTĂ PRESIUNE	74
5.1. Considerații generale	74
5.2. Controlul arderii în motorul diesel cu injecție de înaltă presiune în corelație cu emisiile poluante	77
5.2.1. Injecția pilot	77
5.2.2. Fumigarea. Procedeul Vigom	84
5.2.3. Modularea cinetică a arderii	84
5.2.4. Controlul emisiilor poluante	86
5.2.4.1. Fumul și particulele	89
5.2.4.2. Emisia de oxizi de azot NO _x	96
5.2.4.3. Emisia de hidrocarburi	104
6. REDUCEREA CONSUMULUI DE COMBUSTIBIL ȘI A UNOR NOXE PENTRU AUTOTURISMUL ECHIPAT CU MOTOR CU ARDERE INTERNĂ	108
6.1. Efectul transportului pe portbagajului autoturismului	108
6.2. Efectul încălzirii motorului după pornire	109
6.3. Efectele treptelor de viteză asupra consumului de combustibil de cale	109
6.4. Efectul deplasării la viteză constantă și al raționalizării deplasării în trafic dens cu motorul oprit (metoda „stop & go”)	110
6.5. Efectele transportului rutier asupra mediului	110
6.6. Efectele conducerii economic - energetice a autoturismului și norme antipoluare	110
6.7. Sinteză privind raționalizarea utilizării autovehiculului	111
7. METODE MODERNE DE CERCETARE A POLUANȚILOR CHIMICI	113
7.1. Analiza substanțelor nelimitate prin norme	113
7.2. Spectrometria de masă	114
7.3. Cromatografia	115
7.4. Gravimetria și termogravimetria	116
7.5. Fotometria	116
7.6. Alte metode de cercetare	117
7.7. Concluzii	118
8. DIAGNOSTICAREA EMISIILOR LA BORDUL AUTOVEHICULELOR	120
9. SCHEME PENTRU MĂSURAREA NOXELOR PE STANDUL DINAMIC CU ROLE	123
9.1. Testul FTP 75	123

9.2. Testul ECE / EC	125
10. EVOLUȚIA ÎN RAPORT CU DISTANȚA PARCURSĂ A GRADULUI DE FUM ȘI A PARTICULELOR EȘAPATE	127
10.1. Cercetări experimentale privind fumul măsurat prin opacitate în raport cu distanța parcursă	127
10.2. Fummetrul Hartridge – tip VLT 4590	132
10.3. Norme de măsurare a fumului	137
10.3.1. Regulamentul nr. 83 CEE – ONU	137
10.3.2. Regulamentul nr. 24 CEE - ONU	139
10.3.3. Legislația românească	140
10.4. Metoda MIRA de echivalență fum – particule	140
10.4.1. Corelația cu unitățile de fum Bosch	140
10.4.2. Corelația funingine - unități de fum Hartridge	144
10.5. Experimente numerice privind evaluarea fumului după măsurători specifice inspecției tehnice periodice	146
10.5.1. Prezentarea autovehiculelor supuse măsurătorilor și valori măsurate	147
10.5.2. Prelucrarea datelor experimentale	151
10.5.3. Concluzii	151
11. METODE DE STABILIRE A MODELELOR MATEMATICE DE BAZA DATELOR EXPERIMENTALE ȘI A EVOLUȚIEI GRADULUI DE FUM	153
11.1. Modele matematice	153
11.2. Evoluția gradului de fum după distanța parcursă	166
11.3. Considerații generale pentru uleiul de motor al autoturismelor	158
11.4. Evoluția calității uleiului de motor pe parcursul rulajului și stabilirea prin funcții a acestei evoluții	160
11.5. Modelarea evoluției emisiei de CO ₂ și a consumului de combustibil de cale în raport cu rulajul	161
12. INTERPRETAREA CRITICĂ A DATELOR TEORETICE ÎN JUXTAPUNERE CU DATELE EXPERIMENTALE	164
13. CONCLUZII. CONTRIBUȚII PERSONALE	167
13.1 Concluzii	167
13.2. Contribuții personale	168
BIBLIOGRAFIE	170

Capitolul 1

PROBLEME ACTUALE ALE POLUĂRII

1.1. Introducere

De mii de ani, omul a încercat să cucerească natura și, în mare parte a reușit, dar din păcate, natura nu s-a adaptat omului. Acest aforism conține, într-o frază, esența dintre om și natură.

Poluarea naturală a existat pe pământ de miliarde de ani fiind un principal factor modelator al climei și al reliefului; în această categorie pot intra erupțiile vulcanice, cutremurele, inundațiile și alunecările de teren, eroziunea solului etc.

Poluării naturale îi este caracteristică reversibilitatea efectelor, păstrarea ciclurilor vitale biologice și biochimice permitând refacerea naturii.

Poluarea artificială este rezultatul activității omului în lupta pentru cucerirea naturii. Studiul poluării este deci o parte a ecologiei, care studiază perturbarea echilibrului biologic a ecosistemelor. Caracteristica poluării artificiale este interferența consecințelor activității omului cu acțiunea modelatoare a naturii. Astfel de exemplu, sunt de mare pericolozitate ploile acide, extinderea deserturilor, eutrofizarea apelor, efectul de seră (datorat în bună măsură arderii combustibililor), micșorarea stratului de ozon din stratosferă.

Identificarea legilor poluării este necesară pentru înțelegerea efectelor ei globale și pentru trasarea soluțiilor optime. B. Commoner a sintetizat trei legi ecologice, cu enunțuri extrem de generale.

Prima lege, enunțată sub forma: „Toate sunt legate de toate”, tratează ciclurile existente în natură - biochimice, biologice, ecologice, dar care în esență, arată interdependența formelor de viață existente, atât reciprocă, cât și cu mediul ambiant. Această lege permite explicarea oscilațiilor ecologice datorate unor modificări ale mediului ambiant, care sunt reversibile până la o anumită limită. Depășirea valorii normale a unei componente ecologice duce la perturbarea ciclului biologic, de cele mai multe ori printr-un proces de feedback, dificil de analizat.

A doua lege, „Totul trebuie să ducă undeva”, este de fapt, o altă enunțare a principiului de conservare „Totul se transformă, nimic nu se pierde”, adaptat la contextul poluării, în sensul că toate deșeurile rezultate din activitatea omului nu pier și chiar dacă sunt aruncate în oceane, vor reintra mai devreme sau mai târziu, în circuitele biologice.

A treia lege se poate enunța „Natura se pricepe mai bine” și indică faptul că, în cursul evoluției vieții, natura a experimentat mii de substanțe, păstrând în compoziția internă a organismelor numai compușii utili și nenocivi.

1.2. Relația dintre ecologie și poluare

Ecologia este știința care se ocupă cu studiul interacțiunii dintre ființele vii și dintre acestea și mediul în care trăiesc. Denumirea a fost dată de biologul german Ernest Haeckel, în 1866, în lucrarea „Morfologia generală a organismului”, denumirea avându-și originea din limba greacă (oikos-casă, logos-stiință). Desprinsă

din biologia generală, ecologia este o știință a gospodării planetei, care se bazează pe observații proprii, pe experimente și cercetări efectuate prin mijloace statistice și pe modele matematice. Ecologia nu poate fi ruptă nici de științele medicale și nici de cele social-umaniste protecția mediului fiind în simbioză cu aceasta.

În strânsă legătură cu noțiunea de ecologie este cea de poluare. Poluarea constă în introducerea în mediu a unor substanțe care pot deranja echilibrul ecologic între ființele vii, care dăunează stării de sănătate, de confort a oamenilor și care pot produce pagube economice prin modificarea factorilor naturali sau a celor creați prin activități umane. În esență, poluarea mediului înconjurător reprezintă ansamblul modificărilor defavorabile pe care le suportă calitățile naturale ale acestuia sub influența activităților societății omeneste.

Revenind la spectele de ansamblu ale poluării trebuie reținut faptul că simpla introducere în mediul ambiant a unor substanțe care au capacitatea de a deranja starea unui ecosistem, și evident și a populației, nu constituie prin ea însăși o poluare, deoarece natura este capabilă de purificări. Poluarea începe în momentul în care consistența noxelor nu mai poate fi controlată de mecanismele existente în natură pentru distrugerea sau izolarea lor.

Poluarea nu mai poate fi considerată numai ca o caracteristică a societății moderne. Omul a dezvoltat activități cu caracter poluant încă de la descoperirea focului, modul de practicare a agriculturii în antichitate a determinat poluarea treptată a solului, întinse teritorii din Asia și Africa fiind transformate în deșerturi. Răspândirea activităților poluante însă a făcut ca acestea să nu fie manifestate în primele etape, nici regional și nici la scară mondială.

Întreaga producție mondială de motoare de mașini rulează la nivel record. Globalizarea progresivă și creșterea economică au condus la creșterea mobilității și motorizării, mobilitatea fiind o dorință de baza a omului și un esențial facilitator al dezvoltării economice și al calității vieții. Accesul la mobilitate, în special în lumea dezvoltată înseamnă acces la muncă, educație și sănătate. De asemenea înseamnă acces și la suplimente de bunuri și servicii în alte activități și oportunități economice, sociale și culturale.

În mod nesurprinzător, piețele arată cea mai ridicată cotă a mașinilor noi înregistrate. Industria de automobile depășește toate celelalte industrii prin investițiile în cercetare și dezvoltare, iar nivelul productivității sale este mult superior lor. În general, este cunoscut faptul că o slujbă calificată în domeniul industriei de automobile duce indirect la crearea a 7 până la 10 posturi calificate în sectoarele industriei înrudite. De asemenea, mai are un impact pozitiv asupra multor sectoare și servește ca barometru economic pentru piețele de capital. Oricum, industria de automobile este de asemenea asociată cu o varietate de influențe negative înrudite cu procesul de fabricație și folosire a motoarelor de vehicule. Transportul de bunuri și persoane este încă un factor de poluare și congestie a ariilor urbane. Sursa de protecție incluzând siguranța pedestră, este o grijă în creștere în lumea dezvoltată.

În plus emisiile de CO₂, care sunt corelate direct cu consumul de combustibil fosil contribuie la efectul de seră, iar acestea au un impact global. Producătorii de vehicule vor avea nevoie să satisfacă cererile consumatorilor globali, minimizând impactul social și asupra mediului înconjurător până la nivel maxim.

Una dintre cele mai mari provocări ale societății noastre de după Decembrie 1989 este reconcilierea transportului cu mediul înconjurător. Prejudiciile aduse mediului înconjurător ca urmare a activităților de transport constituie o preocupare crescândă

În viitor. Transporturile, mai ales cele rutiere și urbane au un impact negativ care tinde din ce în ce mai mult să fie perceput ca atare și în România. Principalele consecințe negative sunt zgomotul, poluarea (în special cea generată de motoarele cu combustie), consumarea unei energii nerecuperabile, riscul unor accidente tehnologice majore, ploile acide, etc.

Politica de transport este una dintre politicile Europene cele mai afectate de măsurile ecologice, date fiind ratele înalte și în continuă creștere ale daunelor cauzate de acest sector asupra mediului. În prezent se efectuează studii ample, derivate din atenția tot mai mare pe care factorii de decizie din Uniunea Europeană o acordă relației mediu – transporturi. Se subliniază astfel importanța promovării unei politici de mediu durabile în domeniul transporturilor în vederea diminuării impactului acestuia asupra mediului în ansamblu și a sporirii contribuțiilor pe care un sistem modern de transporturi le poate aduce la reducerea emisiilor de gaze cu efect de seră, la protejarea stratului de ozon sau la îndeplinirea importantelor obiective ale protocoalelor privind prevenirea poluării transfrontaliere la mare distanță a aerului.

Realizarea unor sisteme eficiente de transport public, dezvoltarea transporturilor mai puțin poluante, feroviare sau navale, în țările care au aderat la UE sunt câteva dintre contribuțiile pe care aceste țări le pot aduce la îmbunătățirea mediului european .

O provocare majoră ce stă în fața sectorului de transport este aceea de a pregăti integrarea pan-europeană prin elaborarea de politici comune de transport și de protecția mediului pentru țările din UE.

Se remarcă în acest sens faptul că în cazul particular al unor țări din Europa Centrală și de Est, probleme serioase apar din cauza unor factori ca :

- vârsta medie ridicată a vehiculelor
- modele demodate ale acestora
- controlarea neadecvată a poluării
- utilizarea de combustibili poluanți
- vehicule prost întreținute

Toate acestea duc la o rapidă degradare a mediului.

Modificările climatice sunt în principal consecința activităților economice energetice dar și a celor din transporturi, care conduc la accentuarea fenomenelor meteorologice extreme cu repercursiuni și pierderi suplimentare în transporturile aeriene, feroviare și navale.

Internalizarea costurilor extreme de mediu se face prin includerea costurilor de mediu în costurile transporturilor, fie prin introducerea unor taxe specifice.

S-a constatat că numai transportul rutier generează aproximativ 92% din totalul costurilor externe, urmat fiind de transportul aerian cu 6 % , transportul feroviar cu doar 2 % , și cel naval cu 0,5 % .

Dacă nu se întreprind niciun fel de măsuri, costurile externe aferente traficului rutier și aerian vor crește cu 42 % până în 2010.

O cale de urmat este cea trasată de Uniunea Europeană prin obiectivele asumate în cel de-al șaptelea plan – cadru (FP7) pentru protecția mediului și în Cartea Albă a Transporturilor, documente ce prefigurează politica europeană a mediului, respectiv a transporturilor, până în 2012 și chiar până în 2020.

Politica UE în domeniul transporturilor „trebuie să fie aceea de a înlocui treptat taxele din sistemul existent de transport cu instrumente mai eficiente de integrare a costurilor de infrastructură și a costurilor externe” așa cum se arată și în Cartea Albă a Transporturilor.

Actele normative adoptate în cadrul Uniunii Europene vizând protecția mediului, fixează norme de emisie și de calitate a mediului în vederea reducerii sau înlăturării

efectelor poluarii. Actele respective sublinează în același timp necesitatea colaborării guvernelor la planurile, programele și proiectele de mediu pentru reglementarea activităților și rezultatelor acelor activități cu caracter poluant.

O viziune nouă, care reconsideră consumul în armonie cu resursele disponibile și care asigură menținerea echilibrului necesar pentru ecosistemele planetei o reprezintă dezvoltarea durabilă („sustainable development”).

Dezvoltarea durabilă este un model de dezvoltare economică care asigură satisfacerea nevoilor prezentului, fără a compromite capacitatea de a satisface necesitățile generațiilor viitoare.

„ Sustainable Development” se prefigurează drept preocuparea economică de mediu înconjurător și în același timp socială dominantă a secolului XXI .

Prin acest concept se înțelege integrarea într-o abordare sistemică a dezvoltării socio-economice, a evoluției tehnologiei, creșterii populației și integrității perpetue a sistemelor naturale ale Terrei.

Obiectivul general al dezvoltării durabile este de a găsi un optim al interacțiunii dintre cele trei sisteme :

- economic
- social
- ambiental

Într-un proces dinamic și flexibil de funcționare.

Nivelul optim corespunde unei dezvoltări de lungă durată, obținută prin participarea tuturor sistemelor ce formează cele trei dimensiuni, începând de la energie, transporturi, industrie și până la investiții, așezări umane și biodiversitate.

Sporirea treptată a preocupărilor și a acțiunilor concrete de protejare a mediului la nivel european și internațional a condus la promovarea conceptului de dezvoltare durabilă și în România. Astfel, s-au făcut progrese în această direcție odată cu perfecționarea cadrului legislativ, referitor la protecția mediului.

Actele normative adoptate vizând dezvoltarea durabilă sunt armonizate cu actele și reglementările europene și internaționale în domeniu.

Unul din domeniile de acțiune în vederea realizării obiectivelor menționate îl reprezintă transporturile rutiere.

Depășirea îngrijorătoare a nivelului de poluare din ultimile două decenii, a condus la situarea transporturilor în centrul dezbaterilor legate de protecția mediului.

S-a ajuns la concluzia că activitatea de transport este cauza a numeroase efecte negative manifestate atât la nivelul global al societății, cât și la nivel individual.

Principiile dezvoltării durabile se aplică și în domeniul transporturilor rutiere .

Transportul rutier durabil reprezintă acel sistem complex, care are rolul de a satisface necesitatea de mobilitate a generațiilor actuale fără a deteriora factorii de mediu și sănătate și care trebuie să-și reconsidere consumurile energetice, astfel încât să fie posibilă satisfacerea necesității de mobilitate și a generațiilor viitoare.

Cea mai importantă verigă poluatoare în sistemul transportului contemporan este automobilul în toată diversitatea: limuzine, camioane, autobuze, etc. cu diverse capacități de sarcină, viteză, confort, etc.

În jurul automobilului se nasc și se încrâncenează cele mai mari contradicții, dintre beneficiul adus omului de mijloacele de transport și dauna adusă mediului de viață al omului, și însuși omului.

Astfel, beneficiarii, deținătorii de autovehicole, consumatorii de servicii automobilistice consideră, și pe drept, automobilul unul din cele mai importante elemente pentru confortul vieții moderne.

Într-adevăr, automobilul a influențat puternic modul de viață al omului, iar în țările supraautomobilizate, chiar și psihologia lui.

Astăzi în lume se exploatează aproape un miliard de vehicule. În unele țări numărul automobilelor este comparabil cu cel al populației.

Astfel, în SUA un automobil revine la 1,5 locuitori, în Germania la 2-3 locuitori, în Olanda la 3-4 locuitori .

Automobilul arde cea mai mare parte din petrolul extras anual pe glob.

Circa 60% din total, arde în motoarele mijloacelor de transport. Consumul atât de mare al combustibilului fosil lichid de către parcul aparatelor de transport face ca și cota în emisiile de compuși nocivi formați în procesul arderii să fie tot atât de mare.

În unele țări, înalt dezvoltate, automobilului îi aparțin circa 30 % din totalul emisiilor nocive în atmosferă, în alte țări, economic subdezvoltate, automobilului îi revin 80 % din emisii.

În mod ideal, în procesul combustiei produselor petroliere ar trebui să rezulte CO₂ și vapori de apă – gaze netoxice. Însă în produsele petroliere mai rămân o parte din impuritățile care se regăsesc în petrolul nativ: compuși ai azotului, sulfului .

Apoi în benzină se mai adaugă diferiți compuși pentru ai îmbunătăți calitățile, cum ar fi antidetonanții – tetraetil de plumb, bromura de plumb, în măsură mai mică compuși ai altor metale.

Cel mai important moment: funcționarea tuturor motoarelor nu este ideală.

Ele nu pot asigura combustia deplină a întregii cantități de combustibil în orice condiții de exploatare, cum ar fi altitudinea deasupra mării, condițiile climaterice, calitatea drumului, profesionalismul conducătorului auto, starea motorului, etc.

De la 3 până la 25 % din combustibilul petrolier ce trece prin motor nu se transformă în CO₂ și vapori de apă ci în oxid de carbon (CO), hidrocarburi aromatice, nesaturate, policiclice, radicali ai acestora, diferite produse ale oxidării lor: peroxizi, aldehide, etc.

O parte din azotul din aer, ajuns în cilindrii motorului la temperatura înaltă de acolo parțial se oxidează, formând diferiți oxizi de nitrogen. La aceștia se adaugă și oxizii de sulf formați din oxidarea impurităților de sulf din combustibil.

Dacă benzina este tratată cu adaos antidetonator de plumb, la temperatura înaltă din cilindri, se formează și o serie de compuși organici și neorganici ai plumbului.

Astfel, prin țeava de eșapament a autovehiculului se elimină diferite cantități formate din circa 200 compuși chimici toxici din totalul celor emiși .

La ora actuală, conform evaluărilor, la 1000 de automobile, în fiecare 24 ore revin următoarele cantități de emisii: 2500 kg oxid de carbon, 500 kg hidrocarburi, 400 kg oxizi de azot, circa 1 kg de aldehide .

Altfel spus, o tonă de benzină arsă în cilindrii unui motor de automobil, pe lângă bioxidul de carbon și vaporii de apă – compuși netoxici, se mai transformă și în circa 50 kg CO, 25 kg hidrocarburi, 15 kg oxizi ai azotului, 2 kg oxizi de sulf, 1 kg aldehide, 0,5 kg compuși ai plumbului (dacă aceasta este numita benzină etilată).

Majoritatea acestor compuși sunt foarte nocivi, posedă proprietăți toxice, cancerigene, excitante.

Astfel, monoxidul de carbon (un automobil cu toate sistemele bine puse la punct produce 30 - 35 kg din acest gaz la arderea unei tone de benzină), se combină cu hemoglobina din sânge formând compusul carboxihemoglobina, care nu mai poate transporta oxigenul la celulele organismului .

Numai o concentrație de 1,25 g de CO la m³ de aer, produce blocarea totală a hemoglobinei din sânge. Pe strazile aglomerate de autoturisme, concentrația de CO atinge până la 50 mg/m³ aer.

În asemenea condiții, concentrația de carboxihemoglobina în sânge se menține între 2 – 5 %, ceea ce este de 5 – 12 ori mai mult decât fondul natural de 0,4 % .

Menținerea acestei concentrații de carboxihemoglobina în sânge sporește riscul acceselor de insuficiență coronariană, stenocardie, infarctului miocardic, apariției starilor de stres psihologic .

O parte din emisiile automobiliste nimeresc în atmosferă sub forma de aerosoli, particule solide sau lichide foarte mici, invizibile pentru ochiul omului (funinginea, sărurile de plumb, vaporii de hidrocarburi, etc) .

Astfel, și datorită automobilului, în aerul orașenesc, masa particulelor aerosolice este de până la 200 ori mai mare (20 mg/m^3) decât în aerul de la suprafața oceanului ($0,1 \text{ mg/m}^3$).

Impactul indirect este determinat de faptul că modifică funcțiile atmosferei, menține o temperatura mai înaltă în oraș, ceea ce provoacă reducerea umidității relative cu 2 – 8 %; condiționează formarea mai frecventă a norilor deasupra orașelor, fapt care mărește cantitatea de precipitații atmosferice cu 5 – 10 % și numărul de zile cețoase iarna cu 30 –100 % ; modifica balanța radiației solare, reduce vizibilitatea.

Un rol mare în formarea smogului fotochimic îl au oxizii de azot care se formează inevitabil în procesul combustiei din cilindrii motoarelor cu ardere internă.

Aceștia, sub influența razelor solare trec prin așa numitul ciclu fotolitic în urma căruia în aer se formează monoxidul de azot, oxigen atomic și ozon.

Toți acești oxidanți influențează nociv nu numai organismul uman ci și plantele, toată vegetația din zonă.

Deși în ultimul timp statele se dezic de aplicarea aditivului de plumb în benzină, cautând alte soluții, totuși benzina cu adaos de plumb se mai produce. Și plumbul care s-a acumulat în mediu ca urmare a utilizării benzinei etilate mai este în circuit. Acesta s-a acumulat în solul din apropierea autostrăzilor, trece în plantele cultivate, apoi în organismele animalelor și oamenilor. Plumbul nimerit în organism poate fi cauza nevrozei periferice, anemiei, unor boli de ficat, etc.

Oxizii de sulf care se regăsesc în gazele de eșapament a automobilelor, pe lângă faptul că participă la afectarea căilor respiratorii, mai participă la acidifierea mediului (prin transformarea în acid sulfuric), fenomen cu impact negativ asupra vegetației, construcțiilor, instalațiilor.

Automobilul mai este un potențial poluator cu acid și plumb de la acumulatele de electricitate dacă acestea fiind uzate, nu se colectează centralizat.

În cadrul organizării proaste a traficului și calității nesatisfacătoare a drumurilor, oamenii au de suferit și din cauza poluării fonice.

Pe strazile principale ale orașelor, intensitatea zgomotului în timpul zilei depășește cu mult normele sanitare, provocând disconfort, agravarea bolilor psihice.

Emisiile de CO_2 depășesc posibilitatea asimilării de către oceane și vegetația terestră, iar concentrația în atmosferă crește.

Această creștere dezechilibrează raportul dintre căldura venită pe pământ din cosmos și cea eliminată în direcția menținerii unei cantități mai mari pe pământ.

Acest fenomen este cunoscut sub denumirea „efectul de sera” - adică se produce un fenomen de încălzire globală. S-a calculat că în ultimul secol, temperatura medie a globului pământesc a crescut cu $0,6^\circ\text{C}$.

Conform evaluărilor, dacă acest proces v-a continua către jumătatea secolului XXI, încălzirea globală ar putea spori cu $1,5\dots 2,5^\circ\text{C}$, iar către sfârșitul secolului, cu $3,5\dots 5,5^\circ\text{C}$.

Aceasta înseamnă catastrofa. Diferența de temperatură medie a globului între perioada glacială și cea de astăzi este de 5°C .

Daca ne vom pune întrebarea de unde este acest surplus de CO₂, cea mai importantă sursă se găsește în transport. Anume, el consuma circa 2 mlrd. tone petrol din cele peste 3 mlrd tone extrase anual pe glob. La arderea unei tone de benzina se elimină în medie 2 tone de CO₂.

Trebuie menționat ca Uniunea Europeană a emis la ora actuală circa 30 documente (directive și decizii) referitor la protecția spațiului aerian, aproape toate, fie vizează și transportul, fie că sunt special consacrate transportului.

De asemenea și pentru evitarea, prevenirea și reducerea poluării fonice au fost adoptate o serie de acte normative privind diferite surse de poluare și nivelele maxime admisibile pentru autovehicule.

Cel de- al VI-lea Program de Acțiune privind Mediul include „Mediul și Sănătatea” ca unul din cele patru domenii prioritare – poluarea aerului constituind una din zonele importante ale acestui domeniu, în special creșterea dramatică a traficului – factor major ce contribuie la poluarea aerului, poluare care la rândul ei cauzează probleme serioase sănătății populației.

Scopul programului este de a avea un nivel de calitate a aerului care să nu aducă niciun fel de prejudicii sănătății populației.

Pentru a îmbunătăți calitatea aerului au fost stabilite principiile și obiectivele strategiei privind calitatea aerului, apei și solului.

CAFE este prima strategie tematica din cadrul celui de-al VI-lea Program de Acțiune privind Mediul, care urmărește reducerea emisiilor provenite din transporturi.

În ceea ce privește transporturile, strategia vizează trei domenii prioritare:

- reducerea emisiilor poluante
- reducerea consumului de combustibil pentru autovehicule aparținând persoanelor fizice
- promovarea vehiculelor nepoluante.

Pentru reducerea poluării atmosferice cauzate de vehicule utilizate în agricultură și silvicultură au fost stabilite standarde ale emisiilor acceptate pentru aceste autovehicule.

Reducerea poluării aerului constituie și una din prioritățile mondiale, dat fiind că această poluare este cauza principală a încălzirii globale, iar eforturile trebuie făcute atât la nivel național cât și internațional.

În acest sens, Uniunea Europeană a reiterat angajamentul său ferm față de ratificarea Protocolului de la Kyoto, adoptând un program pentru evitarea schimbărilor climatice, cum este Cartea Verde asupra emisiilor ce produc efecte de seră ca și o comunicare privind implementarea acestui program.

Un nou raport al Agenției Europene de Mediu arată că temperatura medie a crescut în Europa alarmant. Încălzirea globală va determina topirea straturilor de gheață în Nord și extinderea deșerturilor din sud. Se apreciază că partea sudică a Spaniei, Italiei și Greciei vor deveni deșert.

Populația ar putea să se concentreze practic în mijlocul continentului.

Chiar dacă limităm încălzirea globală la obiectivul Uniunii Europene de creștere cu 2°, vom trăi în condiții atmosferice pe care ființele umane nu le-au mai cunoscut. Ca atare, trebuie operate reduceri mai drastice în domeniul emisiilor.

În perioada 2008-2012, Uniunea Europeană s-a angajat să reducă un procent de 8% a emisiilor de gaze cu efect de seră. Reducerile se referă la trei din cele mai importante gaze: dioxid de carbon (CO₂), metan (CH₄) și oxizi de azot (N₂O).

Uniunea Europeană este principala sursă de legislație pentru mediul înconjurător. Ea are un rol important în menținerea și coordonarea eforturilor statelor membre pentru o legislație adecvată în acest domeniu și în verificarea guvernelor pentru a vedea dacă își respectă angajamentele luate .

Capitolul 2

STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRIILOR ÎN DOMENIUL INJEȚIEI DE FOARTE ÎNALTĂ PRESIUNE

2.1. Considerații generale

Progresele obținute în ultima perioadă în industria constructoare de mașini au condus la realizarea unor noi tipuri de echipamente de injecție.

Deși variantele clasice dețin un loc predominant, există premise pentru o creștere a ponderii echipamentelor cu pompă-injector sau a acelor cu acumulator, amplificator și injectoare electromagnetice, care se pretează la un control electronic complet. Se remarcă de asemenea injecția asistată electronic în mai multe faze.

Producția mondială de motoare Diesel și de echipamente de injecție, este apropiată, după unele surse, de un total anual de $5.25 \cdot 10^6$ unități, repartizate, după destinație, conform fig.2.1.

În tabelul următor sunt evidențiate țările producătoare.

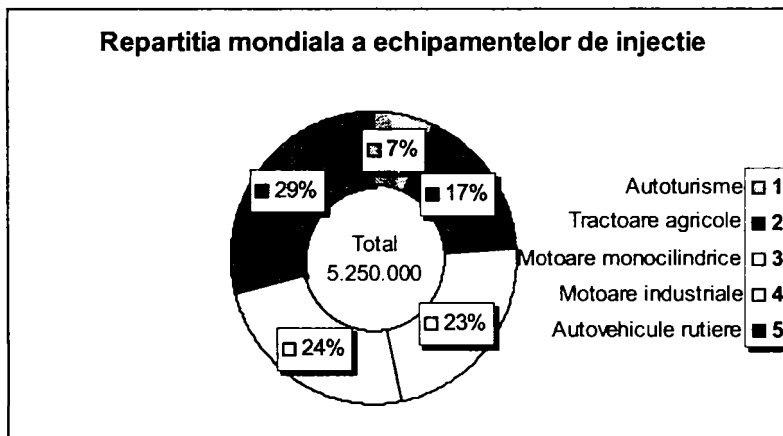


Fig.2.1 Repartiția mondială a echipamentelor de injecție.

Total din care	5.250.000
Europa de Est	360.000
Europa de Vest	2.250.000
Germania	665.000
Japonia	800.000
S.U.A.	550.000
Țări industrializate	4.000.000

Datorită concentrării producției la câteva firme mari, are loc o intensificare a procesului de tipizare a echipamentului de injecție, în cazul injectoarelor și pulverizatoarelor ajungându-se la o veritabilă standardizare. Datorită poziției de pionierat a firmei Bosch, majoritatea celorlalte firme au adoptat sistemul de tipizare

al acesteia. Doar câteva firme, îndeosebi americane - Cummins, General Motors etc., dezvoltă echipamente de injecție proprii, atipice față de primele [2],[3],[4].

În ceea ce privește tipologia, se constată că pompele de injecție în linie au o producție constantă cantitativ, fiind utilizate în special la tracțiunea rutieră grea.

2.2 Injecția de motorină

2.2.1. Mărimile caracteristice injecției diesel

Procesul de injecție este caracterizat de următorii parametri principali:

- debitul de combustibil injectat pe ciclu;
- presiunea de injecție;
- durata injecției;
- viteza de injecție.

a.) Debitul de combustibil injectat pe ciclu (c_c): reprezintă cantitatea de combustibil introdusă în cilindrul motorului, la un anumit regim de funcționare, în timpul unui ciclu motor. De regulă c_c se exprimă în [mm³/ciclu], în cazul pompelor de injecție cu piston-sertar. Se calculează cu relația empirică (2.1):

$$c_c = P_e \cdot \frac{6}{Z \cdot n_p \cdot \rho \cdot 10^5} \quad [\text{mm}^3/\text{ciclu}]. \quad (2.1)$$

Pentru construcțiile existente de echipamente de injecție, debitul c_c se determină experimental, pe un stand de injecție, măsurând volumul de combustibil acumulat în eprubetele standului.

b.) Presiunea de injecție (p_{inj}): reprezintă presiunea combustibilului din amontele orificiului de pulverizare. Ea determină caracteristicile jetului și calitatea pulverizării.

Presiunea de injecție se poate determina analitic cu relațiile:

$$p_{inj} = p_c + 0,5 \cdot \rho \cdot \frac{c_{abs}^2}{\mu^2 \cdot A^2} \quad [\text{N/m}^2], \quad (2.2)$$

$$p_{inj} = p_c + 18 \cdot \rho \cdot \frac{n^2 \cdot c_{m\alpha}^2}{\mu^2 \cdot A^2} \quad [\text{N/m}^2]. \quad (2.3)$$

în care: c_{abs} debitul mediu momentan [mm³/ciclu];
 $c_{m\alpha}$ debitul momentan [mm³/ciclu].

Variația presiunii de injecție se înregistrează cu ajutorul unor traductoare de presiune, care, se montează în zona racordului de intrare a combustibilului în injector.

În figura 2.2 se prezintă dependența presiunii de injecție în funcție de unghiul de rotație α al pompei de injecție:

- a. la pompa de injecție;
- b. la injector;
- c. deplasarea acului injector.

S-a notat:

- 1-începutul ridicării supapei de refulare;

2-sosirea undei de presiune la injector;

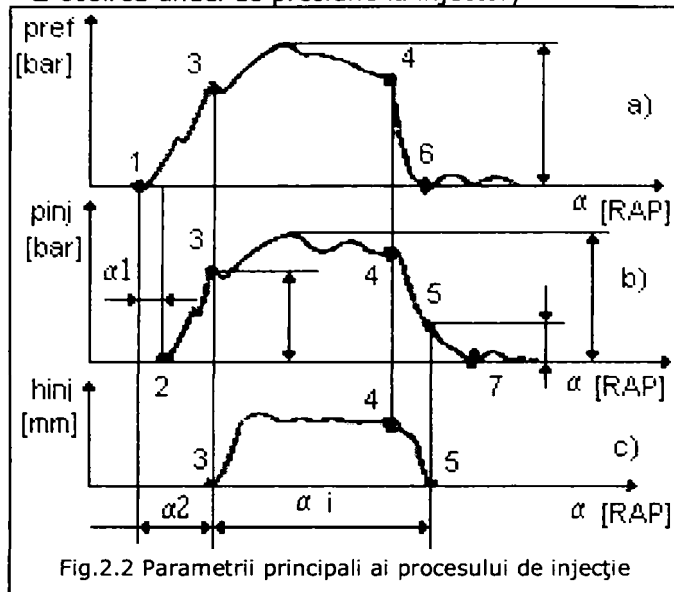


Fig.2.2 Parametrii principali ai procesului de injecție

3-începu' ul ridicării acului injector;
 4-așezarea supapei de refulare pe sediu;
 5-sfârșitul injecției;
 (α_1) reprezintă perioada cuprinsă între momentul 1 și 2;
 (α_2) reprezintă perioada cuprinsă între momentele 1 și 3;
 (α_u) reprezintă durată a refulării geometrice;
 1→6 durată procesului de injecție la pompă;
 2→7 durată procesului de injecție la injector;

3→4 durată în care ambele supape au deschiderea maximă;

4→5 durată injecției determinată de undele de presiune existente în conductă după încetarea acțiunii pistonului-sertar;

(α_i) reprezintă durată totală a injecției.

Alura curbei de variație a presiunii în conducta de injecție prezintă mai multe zone caracteristice figura 2.3.

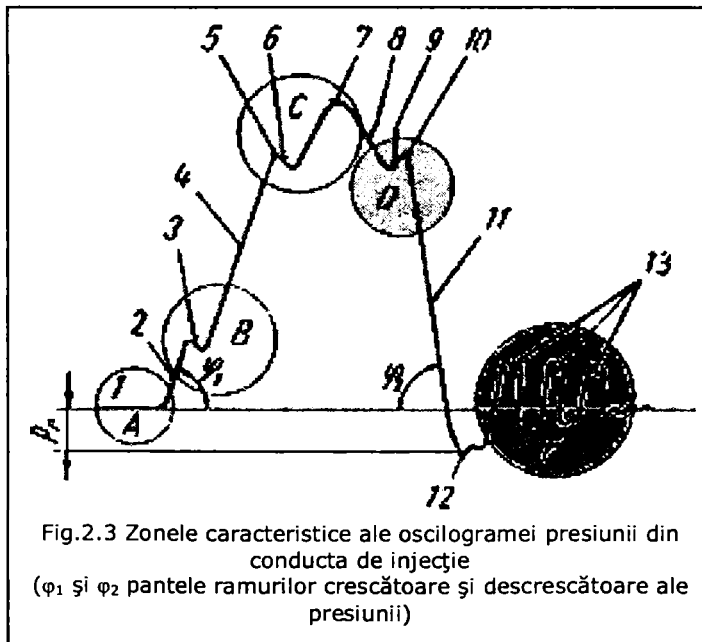


Fig.2.3 Zonă caracteristică ale oscilogramelor presiunii din conducta de injecție
 (φ_1 și φ_2 pantele ramurilor crescătoare și descrescătoare ale presiunii)

Zona A - zona presiunii remanente: după închiderea acului pulverizatorului și descărcarea conductei de înaltă presiune și până la reluarea

669. hte

ICA
 SA
 CENTRALA

injecției următoare, motorina prezentă în conductă subzistă, în general, la un nivel de presiune mai mare decât presiunea atmosferică, numită *presiune remanentă* sau *reziduală* p_{rem} . Aceasta solicită conducta de înaltă presiune între două injecții consecutive și favorizează apariția fenomenelor de *postinjecție* și *cavitație*. Fiecare echipament de injecție este caracterizat printr-un nivel al presiunii remanente, determinat, în principal, de intensitatea fenomenului de descărcare a conductei;

Zona B – zona ramurii crescătoare a presiunii: porțiunea **2** din ramura crescătoare a presiunii indică faptul că supapa de refulare s-a ridicat de pe scaun, dar nu a atins valoarea cursei maxime. În momentul, atingerii acesteia *presiunea scade ușor* pe porțiunea **3**, ca urmare a măririi secțiunii de curgere, după care nivelul presiunii crește continuu pe porțiunea **4**, ca efect al creșterii vitezei de deplasare a pistonului-sertar și al ridicării maxime a supapei de refulare.

Zona C – zona vârfurilor de presiune: primul vârf de presiune punctul **5** indică momentul de ridicare a acului pulverizatorului de pe scaunul prelucrat în pulverizator. După ridicarea acului, presiunea scade ușor datorită măririi secțiunii de curgere porțiunea **6**. Sub acțiunea pistonului-sertar presiunea crește apoi până la valoarea maximă, punctul **7**, care depinde de mărimea pompei, viteza pistonului-sertar, reglajul dozei refulate și starea tehnică de funcționare a elementului de pompă respective. Din punctul **7** presiunea începe să scadă ca urmare a deschiderii orificiului de descărcare de către rampa elicoidală a pistonului-sertar (scade debitul de motorină refulată spre injector).

Zona D – zona ramurii coborâtore a presiunii: concomitent cu micșorarea debitului de motorină și scăderea presiunii, acul pulverizatorului începe să revină pe scaunul din pulverizator punctul **10**, micșorarea secțiunii de curgere conduce la o ușoară creștere de presiune porțiunea **9**. O dată cu revenirea supapei de refulare pe scaunul său și descărcarea conductei de injecție, presiunea motorinei scade pronunțat porțiunea **11**, până când acul injectorului se așează pe scaunul din pulverizator punctul **12**.

Zona E – zona oscilațiilor din conductă: după închiderea acului pulverizatorului și a supapei de refulare, undele de presiune se reflectă la injector și la pompă, propagându-se sub forma unor oscilații care atenuează vârfurile 13 în intervalul dintre două injecții consecutive. Dacă vârful oscilațiilor de presiune are nivelul mai mare decât nivelul presiunii de deschidere p_d , atunci acul pulverizatorului se deschide în intervalul dintre injecții, producându-se fenomenul de postinjecție.

Alura curbei de variație a presiunii în conducta de injecție se modifică în funcție de regimul de funcționare al motorului.

c.) Durata injecției (α_{inj}): reprezintă perioada de timp în care are loc injecția combustibilului în cilindrul motorului și durează din momentul ridicării acului de pe scaun și până în momentul revenirii acestuia în poziția inițială.

Durata injecției trebuie să satisfacă cerințele legate de asigurarea arderii combustibilului și a degajării de căldură în perioada în care pistonul evoluează în vecinătatea **PMI**, în așa fel încât consumul specific efectiv de combustibil să fie cât mai redus. În funcție de turația motorului, durata unghiulară a injecției nu trebuie să depășească **20÷40** [°RAC], valorile mai mari corespund turațiilor mai ridicate.

d.) Viteza de injecție (C_{inj}): reprezintă funcția care exprimă variația în timp a cantității de combustibil injectat în cilindrul motorului. Pentru motorul diesel, cunoașterea caracteristicii de injecție este esențială; de modul cum este introdus combustibilul în cilindrul motorului depind formarea amestecului, întârzierea la

autoaprindere și arderea, deci performanțele de putere și consum de combustibil ale motorului.

Caracteristica de injecție depinde de parametrii constructivi și funcționali ai echipamentului de injecție. Prin modificarea acestora se poate asigura caracteristica de injecție optimă pentru orice motor diesel. Optimizarea se realizează în faza de acordare a echipamentului de injecție cu motorul, cu ocazia stabilirii soluției energetice cerute.

Cantitatea de combustibil injectat în cilindru se poate determina analitic cu relația:

$$c_{inj} = \mu_i \cdot f_i \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{inj} - p_c)}{\rho \cdot \left(1 + \frac{\mu_i \cdot f_i}{\mu_{inj} \cdot f_{inj}}\right)}} \quad [\text{mm}^3/\text{s}]. \quad (2.4)$$

Experimental, caracteristica de injecție poate fi redată sub formă diferențială. În acest scop se utilizează metoda "Bosch" potrivit căreia combustibilul care traversează orificiile de pulverizare străbate o conductă de secțiune constantă și lungime prestabilită.

Metoda presupune înregistrarea variației presiunii combustibilului la ieșirea din pulverizator cu ajutorul unui traductor de presiune. Curba de variație în timp a presiunii combustibilului la ieșirea din pulverizator reprezintă caracteristica de injecție în forma diferențială.

O altă metodă "Bosch", presupune determinarea vitezei de curgere w a fluidului într-o secțiune dată f , debitul fiind determinat conform relației:

$$Q = f \cdot w \quad [\text{mm}^3/\text{s}].$$

Pentru motoarele cu cameră de ardere unitară $c_{inj \max} = 7 \div 22$ [mm³/°RAP];

e.) Avansul la producerea injecției (β_i) reprezintă momentul de timp la care începe introducerea combustibilului în cilindrul motorului, față de **PMI**.

El depinde de aptitudinea la autoaprindere a combustibilului, de tipul camerei de ardere, de legea de injecție și regimul funcțional al motorului.

Unghiul de avans la injecție, optim din punctul de vedere al celor două cerințe contradictorii, *performanțe maxime și solicitări mecanice minime* ale motorului, presupune obținerea unor gradienti de presiune corespunzători. La regimul nominal, el este cuprins între **14÷34** [°RAC], valorile mari fiind specifice motoarelor cu cameră unitară [5].

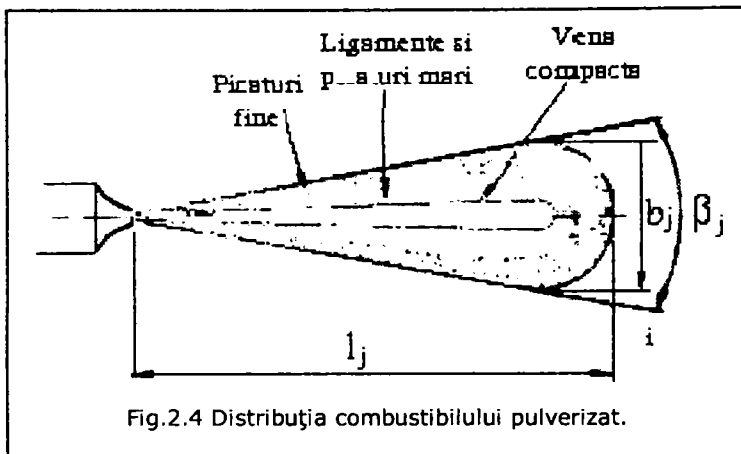
f.) Presiunea remanentă (p_{rem}): sau **presiunea reziduală** din conducta de refulare se realizează după închiderea pulverizatorului și descărcarea conductei. Ea există până în momentul reluării injecției următoare. Aceasta solicită conducta de înaltă presiune între două injecții consecutive și favorizează apariția fenomenelor de postinjecție și de cavitație.

Presiunea remanentă depinde de procedeul de descărcare a conductei de refulare și de intensitatea descărcării acesteia.

Valoarea presiunii de injecție este influențată de valoarea presiunii remanente.

g.) Pulverizarea

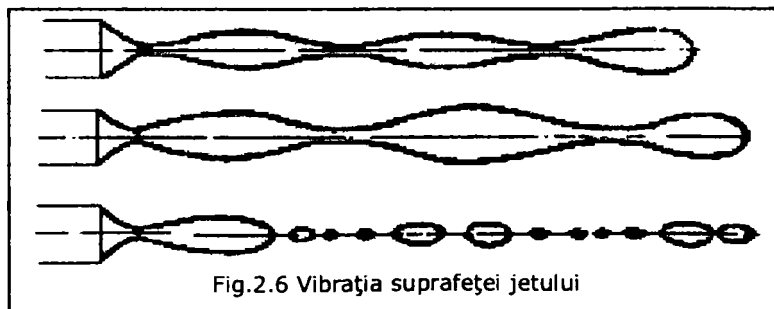
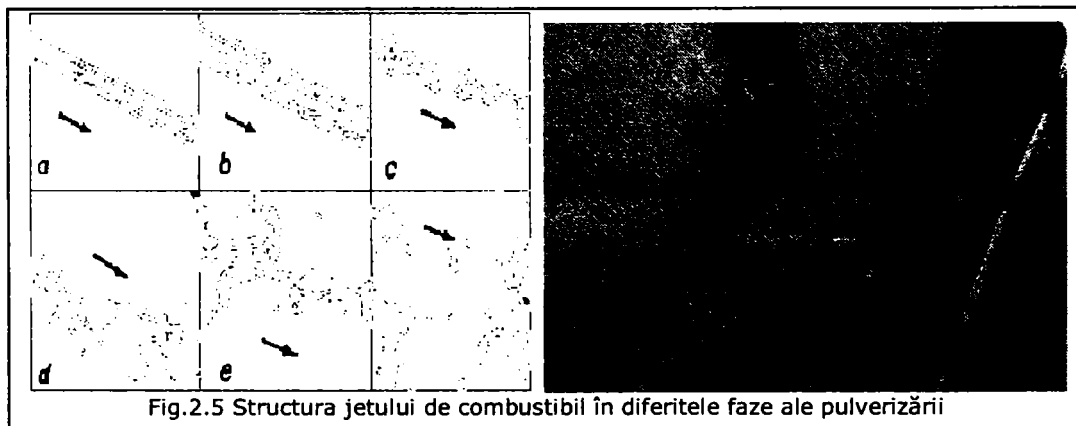
Analiza procesului de injecție pentru motoarele cu aprindere prin comprimare are ca scop studierea influenței acesteia asupra arderii.



După cum se știe, pentru o bună amestecare a aerului cu combustibilul, acesta din urmă trebuie vaporizat în timp cât mai scurt. Viteza de vaporizare a combustibilului depinde, printre altele, de suprafața de contact dintre combustibil și aer. Din acest motiv este necesară fracționarea combustibilului în picături cât mai fine –

pulverizare. Pulverizarea este asigurată de sistemul de injecție care comprimă combustibilul la presiuni de **100÷2000** [bar] și îl trimite în cilindru prin injector figura 2.4.

Din cauza frecărilor interne și externe și a contactului cu suprafețele calde, vena de combustibil se încălzește, astfel încât, ea pătrunde în camera de ardere cu o temperatură de **50÷70** [°C]. La ieșirea din injector, combustibilul formează un jet cu o structură neomogenă care se modifică continuu în timp.



Experimentări au arătat că jetul iese din injector compact, apoi, pe măsură ce se îndepărtează, apar oscilații, contorsiuni, ligamentări și în final, fracționări în particule tot mai mici (Fig.2.5).

Pulverizarea este efectul acțiunilor conjugate al mai multor factori:

- a) turbulența internă a venei de lichid;
- b) vibrația suprafeței jetului (fig.2.6);
- c) frecarea dintre jetul de combustibil și aer.

Simultan cu mărirea presiunii combustibilului în fața orificiului de injecție, cresc finețea și omogenitatea.

Omogenitatea exprimă abaterea de la diametrul mediu d_m .

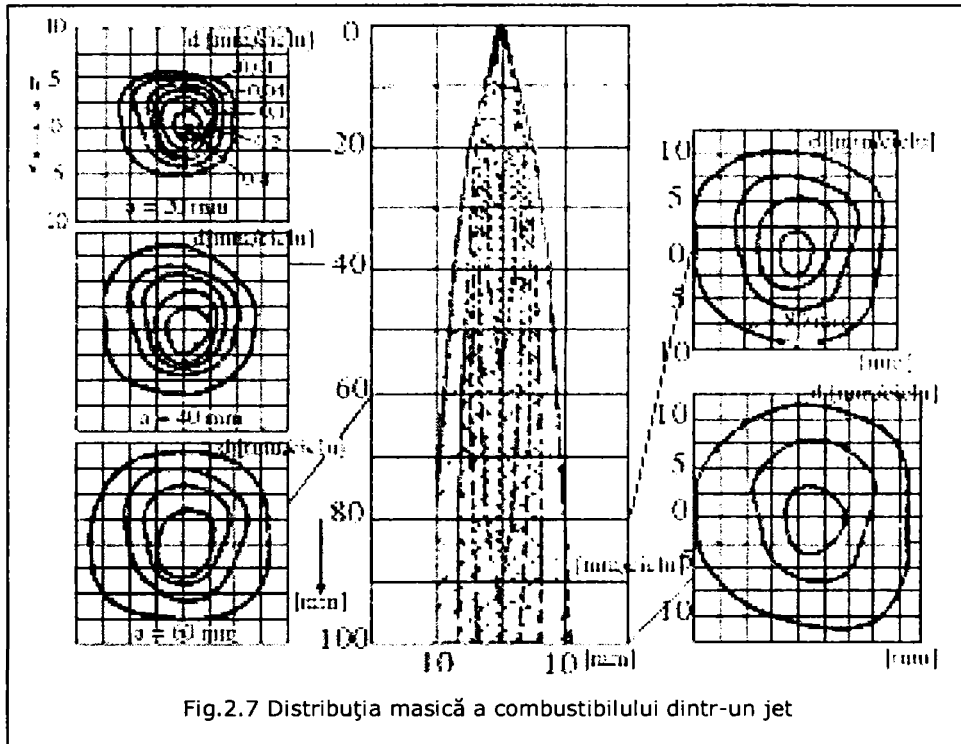


Fig.2.7 Distribuția masică a combustibilului dintr-un jet

Ea variază în lungul jetului de combustibil și de asemenea radial (fig.2.7).

Se observă că densitatea de combustibil crește spre centrul jetului precum și în apropierea injectorului. O omogenitatea mai bună a jetului se realizează în cazul unor jeturi mai lungi.

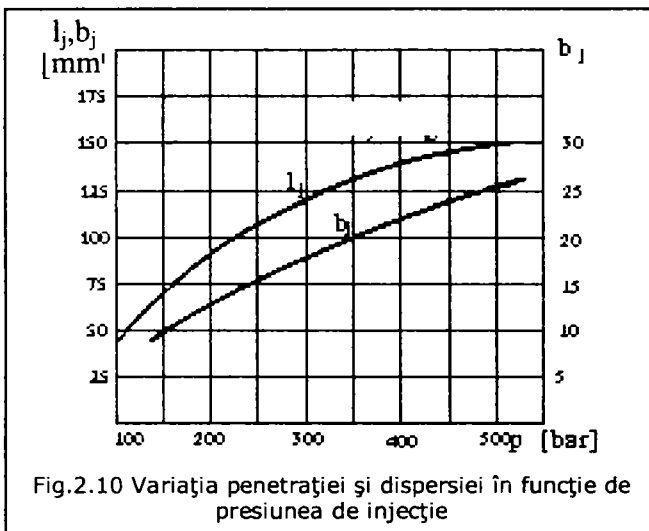
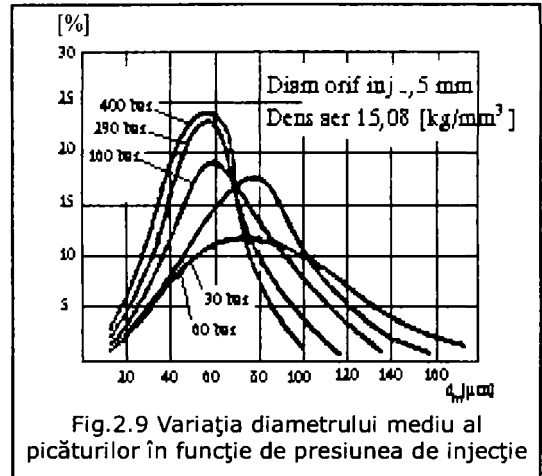
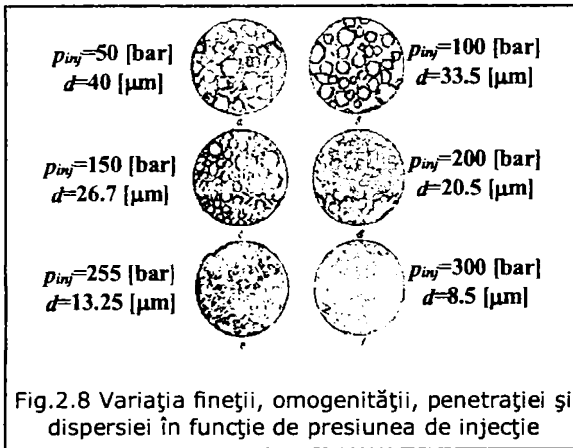
2.2.2. Factorii care influențează procesul de injecție

Injecția este influențată în principal de următorii factori:

- presiunea de injecție;
- contrapresiunea din camera de ardere;
- caracteristicile fizice ale combustibilului: vîscozitatea și tensiunea superficială;
- particularitățile constructive ale sistemului de injecție.
- turația motorului;

♦ **Presiunea de injecție (p_{inj})**. influențează toate caracteristicile jetului. Cu cât este mai mare presiunea combustibilului în fața orificiului de injecție, cu atât finețea pulverizării și omogenitatea jetului sunt mai bune iar penetrația și dispersia sa cresc (fig.2.8).

În figura 2.9 sunt prezentate curbele de distribuție pentru mai multe presiuni de injecție. Se constată, că odată cu creșterea presiunii de injecție se obține o reducere a diametrului mediu (d_m) al picăturilor. Influența presiunii de injecție asupra penetrației l_j și dispersiei este prezentată în fig.2.10.



Aceasta era de așteptat, ținând seama că mărirea presiunii de injecție conduce pe de o parte la creșterea vitezei jetului și deci a energiei sale cinetice, iar pe de altă parte sporește finețea pulverizării.

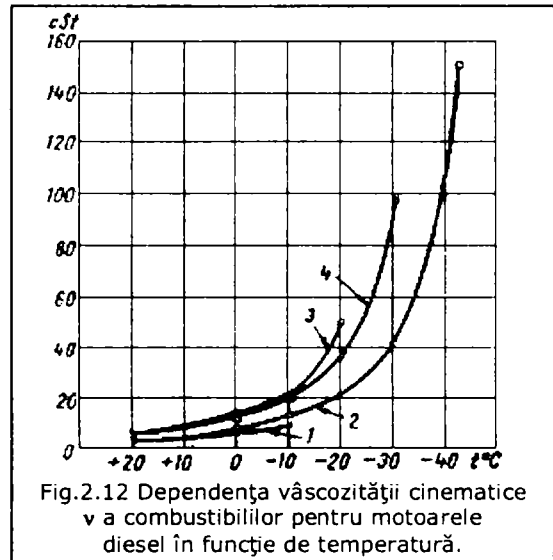
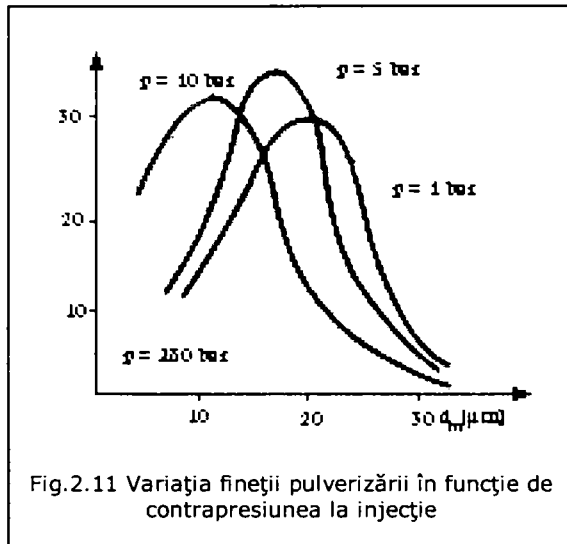
Graficul arată că peste o anumită limită, creșterea presiunii de injecție nu mai este eficace, deoarece penetrația și dispersia sunt puțin influențate.

♦ **Contrapresiunea din camera de ardere:** influențează caracteristicile jetului prin mărirea densității mediului în care se produce injecția, și prin viteza relativă dintre jet și mediu.

Rezultatele experimentale prezentate în figura 2.11 arată că finețea pulverizării se mărește odată cu creșterea contrapresiunii de la 5 la 10 bar. În același interval se observă că omogenitatea jetului crește la început datorită intensificării frecării dintre lichid și aer.

Asupra penetrației contrapresiunea are un efect de frânare, datorat creșterii rezistențelor aerodinamice.

Dispersia este favorizată de mărirea contrapresiunii prin efectul de impact care tinde să aplatizeze vârful jetului odată cu mărirea densității jetului.



♦ Caracteristicile fizico-chimice ale combustibilului

Viscozitatea

Viscozitatea începe să influențeze apreciabil curgerea în situația în care comportarea fluidului va deveni nenenwtoniană, în funcție de temperatura la care are loc curgerea. Formarea cristalelor de gheață și de parafină, fenomen datorat coborârii temperaturii, se poate indica prin punctul de congelare și prin temperatura de tulburare; defecțiuni în circulația combustibilului pot suveni de asemenea în urma stabilității sale reduse în timp.

Valorile ridicate ale vâscozității combustibilului pot provoca mari neajunsuri în alimentarea motorului. Se știe că vâscozitatea crește cu scăderea temperaturii, măririle fiind comparativ mai accentuate în domeniul temperaturilor negative, (fig.2.12).

Pentru temperaturi nu prea scăzute, curbele vâscozitate-temperatură prezintă un palier; cu cât acesta va fi mai lung, cu atât capacitatea combustibilului de a asigura funcționarea normală a motorului la temperaturi coborâte va fi mai mare, ceea ce în anotimpul rece are o importanță practică deosebită.

Vâscozitatea este o mărime fizico-chimică dependentă de legăturile complexe care își au originea în spațiul molecular și de influența reciprocă dintre elementele constitutive ale lichidului în timpul mișcării acestuia.

De asemenea, vâscozitatea influențează penetrația și dispersia combustibilului, în sensul că un combustibil vâscos va avea o penetrație mai bună, dar o dispersie redusă.

Tensiunea superficială

Reprezintă forța care se exercită pe unitatea de lungime la suprafața de separație intermoleculară. Ca urmare a experimentărilor efectuate s-a stabilit că mărimea vâscozității este direct proporțională cu mărimea tensiunii superficiale. Astfel, cu cât combustibilul este mai vâscos, cu atât tensiunea superficială este mai

mare și pulverizarea combustibilului este mai proastă. Această comportare a combustibilului se explică prin faptul că mărirea parametrilor fizici menționați înfrânează dislocarea unor mase de lichid din vena de combustibil, înrăutățind finețea pulverizării.

♦ **Particularitățile constructive ale sistemului de injecție**

- ❖ *Pompa de injecție* : influențează legea de injecție, în principal prin:
 - legea de mișcare a elementelor mecanice între care există o mișcare relativă;
 - forma geometrică a supapei de refulare;
 - momentul în care intră în funcțiune rampa elicoidală;
 - punctul **zero** de la care începe cursa de comprimare a pistonului-sertar;
 - caracteristica arcului de comprimare;
 - valoarea masei supapei de refulare și a arcului de compresiune.

❖ *Conducta de înaltă presiune:*

Este elementul care introduce cele mai multe neliniarități în sistem și în afară de aceasta influențează legea de injecție și prin:

- diametrul și lungimea conductei;
- numărul de coturi;
- numărul punctelor de rigidizare a acesteia la motor;
- rugozitatea suprafeței de curgere.

❖ *Injectorul:*

Este luat în considerare cel mai adesea, prin:

- diametrul, lungimea și numărul orificiilor din pulverizator;
- masa acului injector și a arcului de compresiune.

♦ **Turația:** odată cu creșterea turației motorului se mărește viteza pistonului pompei de injecție și, deci și viteza jetului și a presiunii de injecție. Toate acestea conduc la îmbunătățirea pulverizării.

2.2.3. Fenomenele perturbatorii ale proceselor de injecție

Calculul hidrodinamic al proceselor de injecție ține cont de următoarele ipoteze:

- lichidul are o mișcare permanentă, ca o consecință a deplasării pistonului-sertar;
- lichidul este compresibil de tip vâscos;
- procesul de comprimare este izotermic.

În timpul deplasării lichidului între orificiul de deasupra pistonului-sertar și orificiile injectorului se disting trei zone caracteristice:

- pompa de injecție;
- conducta de refulare;
- injectorul.

Pentru fiecare din zonele amintite, folosind *ecuațiile de continuitate și de mișcare*, se formează sisteme de ecuații diferențiale. Mărimile necunoscute sunt:

- *presiunile din spațiile considerate;*
- *vitezele de deplasare a lichidului;*
- *vitezele elementelor mobile.*

S-a urmărit în permanență respectarea condițiilor la limită care satisfac ecuațiile diferențiale din spațiile de lucru.

Se consideră injectia ca fiind o transmitere a unui semnal de la o sursă - *pompa de injectie* la receptor - *injectorul*.

Deplasarea pistonului-plonjor al pompei de injectie dă naștere unui impuls, a cărui formă este determinată de profilul camei, de amplasarea orificiului de alimentare și de alte elemente constructive ale pompei de injectie. Ecuația impulsului este:

$$F_{0_{inc}} = f_1(t) \quad [-] \quad (2.5).$$

Impulsul se deplasează prin conducta de refulare cu viteza a . Dacă la o distanță x de sursă se face o secțiune prin conductă, atunci impulsul va traversa această secțiune în x/a secunde. Se poate scrie:

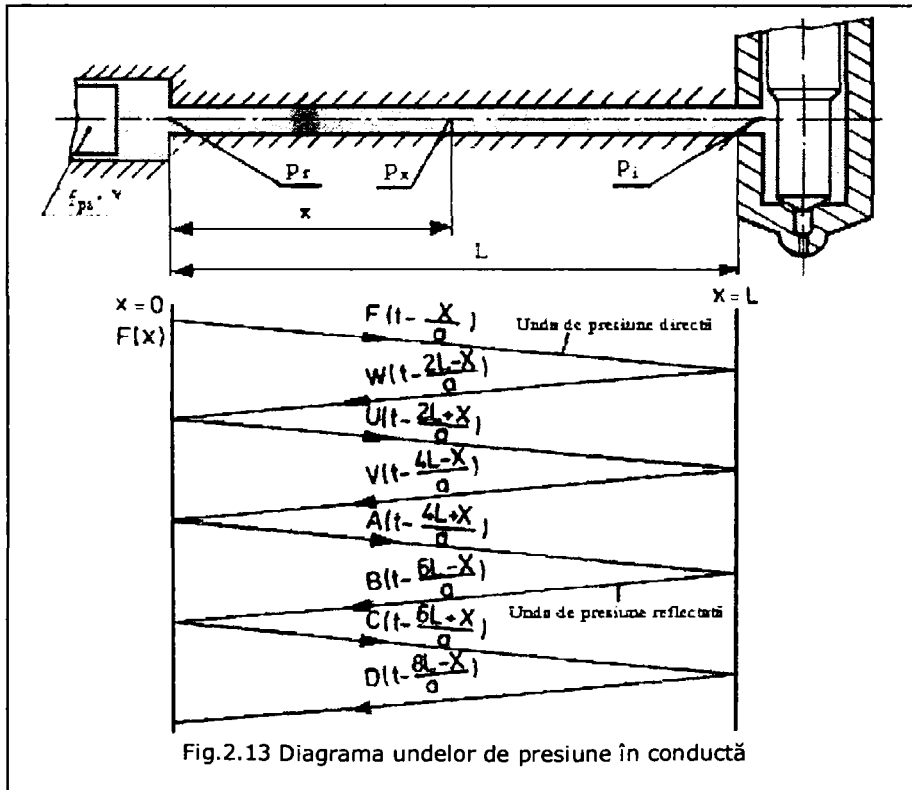
$$F_{x_{inc}} = f_1\left(t - \frac{x}{a}\right) \quad [-] \quad (2.6),$$

Semnalul va fi primit de receptor, după:

$$\tau = \frac{L}{a} \quad [-] \quad (2.7),$$

unde: - L - distanța între pompă și injector

Ținând seamă de întârzierea semnalului pe traseu, forma impulsului se exprimă prin:



$$F_{L_{inc}} = f_1\left(t - \frac{L}{a}\right) = f_1(t - \tau) \quad [-] \quad (2.8).$$

În felul acesta, dacă la transmiterea semnalului nu există nici un fel de factori perturbatori, atunci impulsul ar fi preluat peste exact τ secunde de către receptor fără nici un fel de deformări. În cazul real, se produc deformări ale semnalului, datorate structurii căii de transmitere.

Semnalul care intră în receptor, la început va provoca comprimarea combustibilului în cavitatea injectorului, apoi ridică acul injector și o parte din combustibil este refulat în camera de ardere. Legea deplasării sau mișcării acului și viteza curgerii combustibilului se determină pe baza formei impulsului.

Primind semnalele, receptorul acționează asupra mediului de lucru (fig.2.13). Ca rezultat al reacției de răspuns a receptorului, în conductă se realizează un impuls secundar care se deplasează în sens invers, de la receptor către sursă. Forma impulsului secundar depinde de caracteristica impulsului primar și de capacitatea de reflectare a receptorului.

Se notează impulsul secundar cu W_{inc} ; astfel încât capacitatea de reflectare a injectorului se caracterizează prin coeficientul de reflectare, egal cu raportul dintre amplitudinea impulsului reflectat și amplitudinea impulsului primar:

$$k_0 = \frac{W_{ref}}{F_{inc}} \quad [-] \quad (2.9)$$

În cazul general când receptorul nu este un simplu perete ci o *supapă, care are masă și în plus este încărcată de un arc, coeficientul de reflectare este o mărime complexă*. Astfel, impulsul reflectat diferă de cel primar nu numai prin amplitudine, dar și prin fază. Pentru a nu introduce complicații suplimentare, aceste influențe se

consideră neglijabile. Impulsul reflectat va apare după $\tau = \frac{L}{a}$ [s] de la apariția impulsului primar și se notează cu:

$$W_{Lref} = k_1 \cdot f_1 \cdot (t - \tau) \quad [-]. \quad (2.10)$$

În punctul aflat la distanța x de sursă trece peste $\frac{2 \cdot L - x}{a}$ [s], iar către

sursă după $2 \cdot \tau = \frac{2 \cdot L}{a}$ [s].

Prin urmare:

$$W_{0ref} = k_1 \cdot f_1 \cdot (t - 2 \cdot \tau) \quad [-]. \quad (2.11)$$

Dacă se consideră drept punct inițial al calculului timpului pentru impulsul secundar momentul atingerii sursei de către acesta, atunci el se reprezintă prin:

$$W_{xref} = k_1 \cdot f_1 \cdot \left(t + \frac{x}{a} \right) = f_2 \cdot \left(t + \frac{x}{a} \right) \quad [-]. \quad (2.12)$$

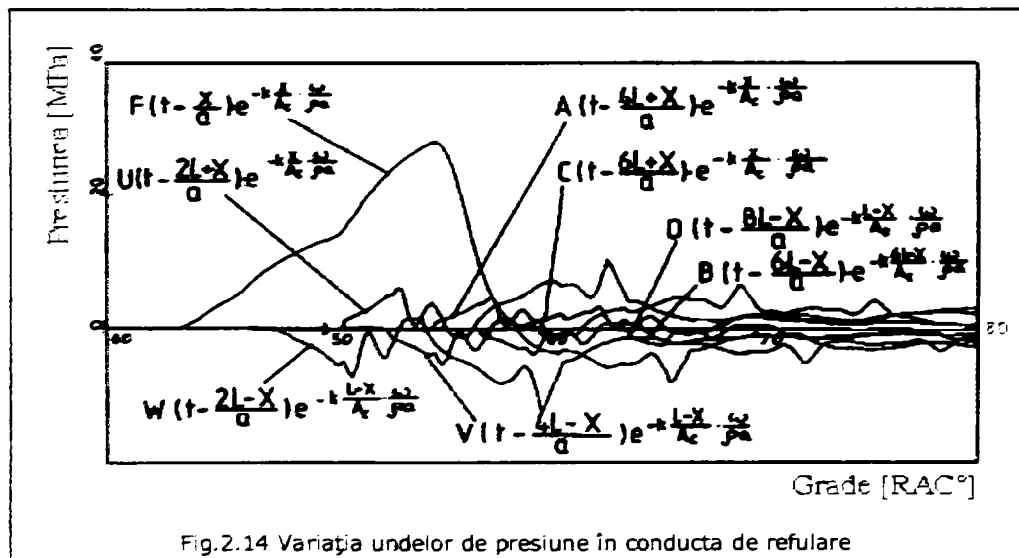
După 2τ [s] de la trimiterea primului semnal către sursă devenită astfel receptor, impulsul secundar s-a întors la sursa primară și ca rezultat apare un nou impuls care va începe să se transmită în același sens ca și impulsul primar. Menționăm următoarele: *dacă durata impulsului primar este mai mică decât timpul semnalului secundar în care conducta se parcurge în sens direct, se formează cel de-al treilea impuls.* Dacă durata semnalului util este mai mare de 2τ , atunci semnalul care apare ca rezultat al reacțiilor receptorului, reușește să atingă sursa mai devreme ca semnalul util să fie transmis în întregime, iar forma impulsului începe să se deformeze.

Undele directe se însumează cu cele reflectate și pentru anumite regimuri de rezonanță pot avea efecte nefavorabile asupra caracteristicii semnalului transmis de sursă și este egal cu suma dintre semnalul primar și cel reflectat de sursă adică:

$$F_{0_{mr}} = f_1(t) + k_1 \cdot k_2 \cdot f_1(t - 2 \cdot \tau) \quad [-] \quad (2.13).$$

iar, după 3τ din receptor pleacă semnalul direct:

$$W_{Lref} = k_1 \cdot f_1 \cdot (t - \tau) + k_1 \cdot k_2 \cdot f_1 \cdot (t - 3\tau) \quad [-]. \quad (2.14)$$



Relațiile sunt valabile pentru transmiterea impulsului într-un mediu nedeformabil. În realitate combustibilul fiind un mediu deformabil amortizează parțial impulsul inițial, ceea ce modifică forma undei rezultate.

Există situații particulare:

- a) unda de presiune este complet reflectată caz în care amplitudinea presiunii de lucru este mai mică decât cea necesară pentru ridicarea acului injector;
- b) unda de presiune este parțial reflectată, astfel încât, fluidul curge prin injector, acesta putând fi considerat un amortizor.

În cazul transmiterii unui singur impuls, unda de presiune circulă de la pompă la injector și înapoi până când amplitudinea undei de presiune, ajunge la zero datorită *frecărilor și amortizărilor*.

Conform datelor experimentale se constată că unda de presiune se reflectă de la pompă la injector și invers de **7 ori**. (fig.2.14).

Când pistonul-sertar începe să se miște, combustibilul datorită inerției și elasticității sale, nu începe să se deplaseze în totalitate, ci numai o parte, care se află lângă pistonul-sertar. În această parte a coloanei de combustibil se va obține o creștere a presiunii, în rest nefiind nici o modificare. Deoarece combustibilul are o elasticitate redusă, zona comprimată se va dilata, ceea ce va produce comprimarea straturilor vecine.

Prin dilatarea acestora se vor presa următoarele ș.a.m.d. În acest mod vor apare unde de presiune care vor circula în lungul conductei cu o anumită viteză. Din cele de mai sus rezultă că viteza de deplasare a undei depinde de caracteristicile combustibilului.

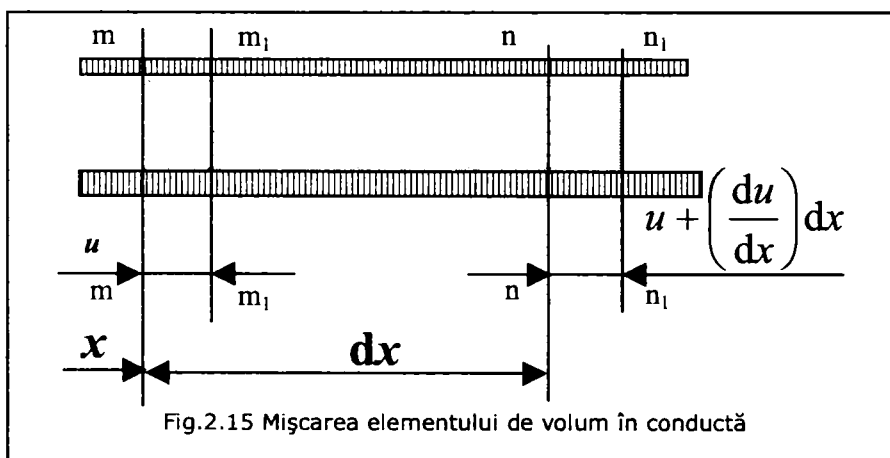


Fig.2.15 Mișcarea elementului de volum în conductă

Existența supapelor de refulare conduce la o formă diferențială a ecuației impulsului.

Se consideră în coloana de combustibil un element dx (fig.2.15) căruia îi analizăm mișcarea.

În secțiunea **m-m** asupra elementului acționează forța:

$$F = p \cdot f \quad [\text{N}]. \quad (2.15)$$

În secțiunea **n-n** forța de comprimare va fi:

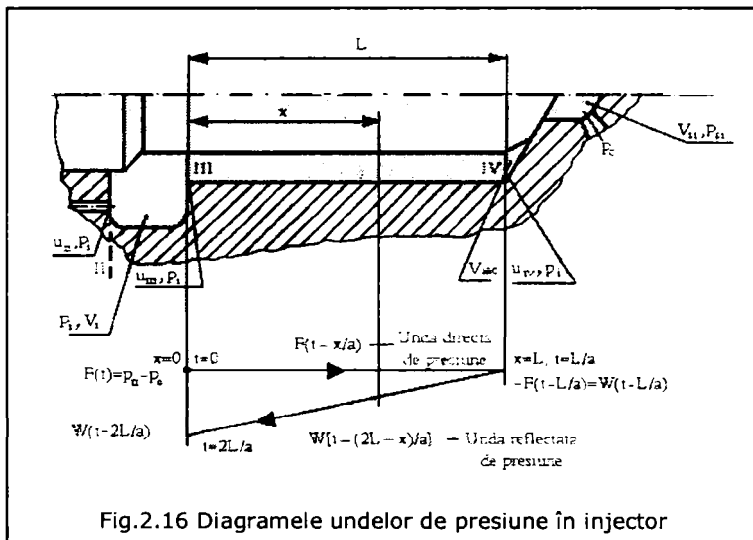
$$F + dF = \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} \cdot dx \right) \cdot f \quad [\text{N}]. \quad (2.16)$$

Se consideră derivata parțială, deoarece presiunea combustibilului depinde nu numai de distanță, ci și de timpul τ . Astfel, dacă nu se ține seama de forțele de greutate și de frecare care acționează asupra elementului, rezultanta forțelor analizate este:

$$F - (F + dF) = p \cdot f - p \cdot f - \frac{\partial p}{\partial x} \cdot dx \cdot f = -f \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \cdot dx \quad [N]. \quad (2.17)$$

Conform principiului lui d’Alambert pentru *curgerea unidimensională netaționară* a combustibilului în conducta de refulare, se poate stabili următorul sistem de ecuații diferențiale, alcătuit pe baza ecuațiilor de mișcare și de continuitate:

$$\begin{cases} \frac{\partial u}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} - 2\rho \cdot k \cdot u \\ \frac{\partial u}{\partial x} = -\frac{1}{a^2 \cdot \rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial t} \end{cases} \quad (2.18)$$



Presiunea se propagă dintr-o secțiune în alta a sistemului de injecție sub forma unor unde de presiune.

Propagarea unei de presiune în canalul injectorului este redată în g.2.16.

Datorită interferenței undelor de presiune în injector, presiunea statică poate atinge valoarea de vaporizare a fluidului

care conduce la existența unui amestec format din două faze - faza de vapori având un modul de elasticitate mic, iar faza lichidă un modul de elasticitate mare.

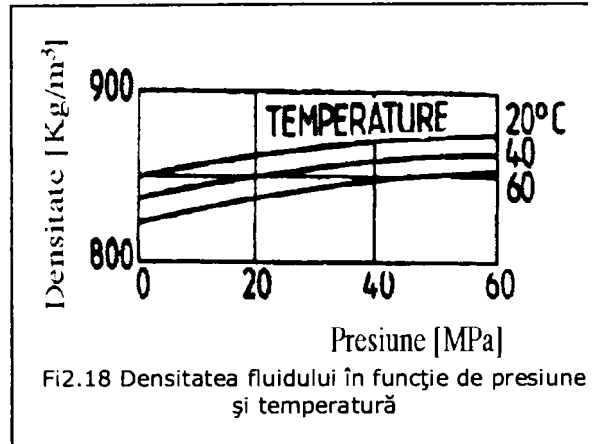
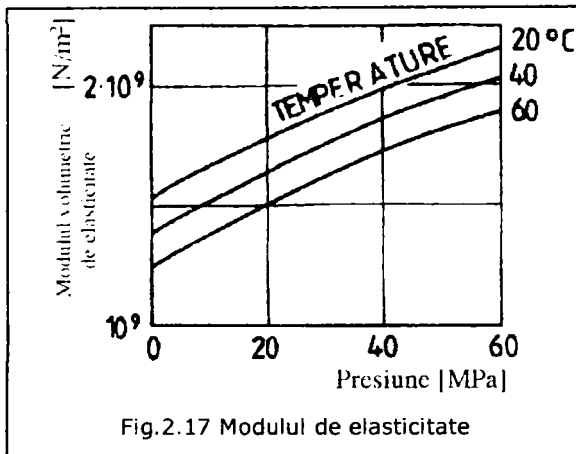
În fig.2.17 și 2.18 sunt ilustrate valorile măsurate ale modului de elasticitate și densității specifice a fluidului în funcție de presiune la diferite temperaturi.

Unda de presiune se propagă în lungul conductei de înaltă presiune cu viteza sunetului, conform relației:

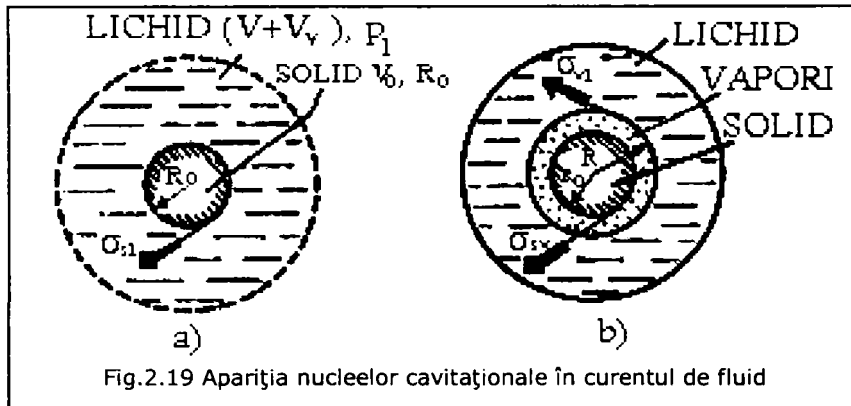
$$a = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad [m/s]. \quad (2.19)$$

Viteza sunetului în conducta de refulare este afectată, de asemenea, de elasticitatea acesteia luată în considerare prin ecuația modului de elasticitate:

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{E_m} + \frac{\delta}{s} \cdot \frac{1}{E_c} \quad [\text{m}^2/\text{N}]. \quad (2.20)$$



Datorită interferenței undelor de presiune în conducta de refulare, presiunea statică poate atinge în anumite puncte valoarea de vaporizare a fluidului rezultând fenomenul de cavitație (fig.2.19).



Se presupune că în cazul unei conducte de refulare când pentru o presiune nulă $p = 0$ [19], [20], apare un spațiu "gol" care se umple cu vapori și se formează astfel un amestec de două faze *fluid-vapori*. Viteza sunetului în acest caz este mai mică decât într-un fluid pur.

2.2.4. Cavitația

2.2.4.1. Generalități

Fenomenul de cavitație se întâlnește în zona:

- supapei de refulare;
- conductei de înaltă presiune;
- injectorului, în special în zona orificiilor duzei-injector.

Lichidele omogene și pure pot fi tensionate prin *reducerea presiunilor* [21] sau prin *modificarea temperaturii*. În momentul în care tensiunea lichidului atinge o anumită valoare, denumită critică, prin micșorarea bruscă a presiunii lichidul se "rupe" sau "cavitează", devenind un sistem bifazic format din lichid și vapori. De regulă el conține în cantități reduse și gazele dizolvate în prealabil în acesta. Reducerea în continuare a presiunii, conduce la dezvoltarea și amplificarea presiunilor de cavitație.

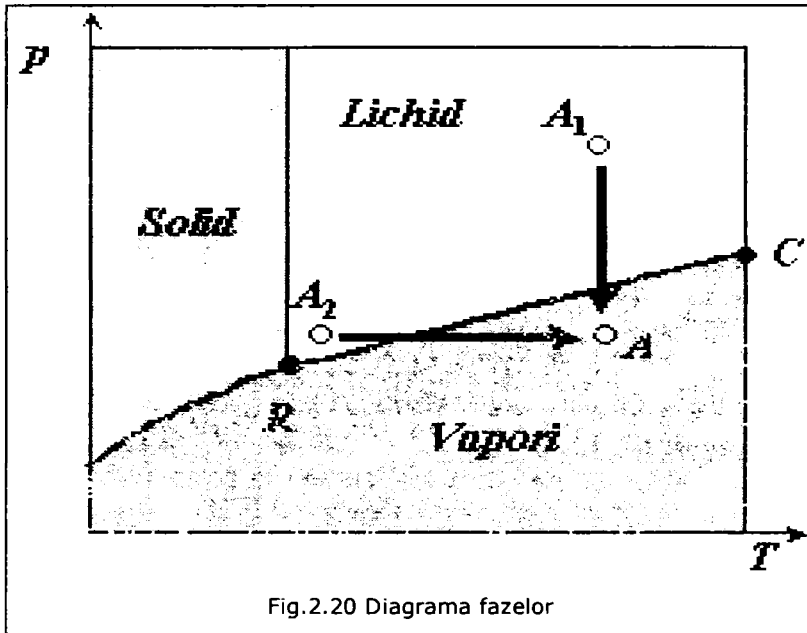


Fig.2.20 Diagrama fazelor

În diagrama fazelor (fig.2.20) se prezintă trecerea unui lichid în fază metastabilă și modificarea mărimilor de stare în procesul de fierbere. În această diagramă, **RC** reprezintă curba de variație a presiunii de vaporizare cu temperatura denumită și curbă de coexistență sau de limită a fazelor (lichidul

poate coexista în echilibru cu vaporii). **R** este punctul triplu, iar **C** punctul critic.

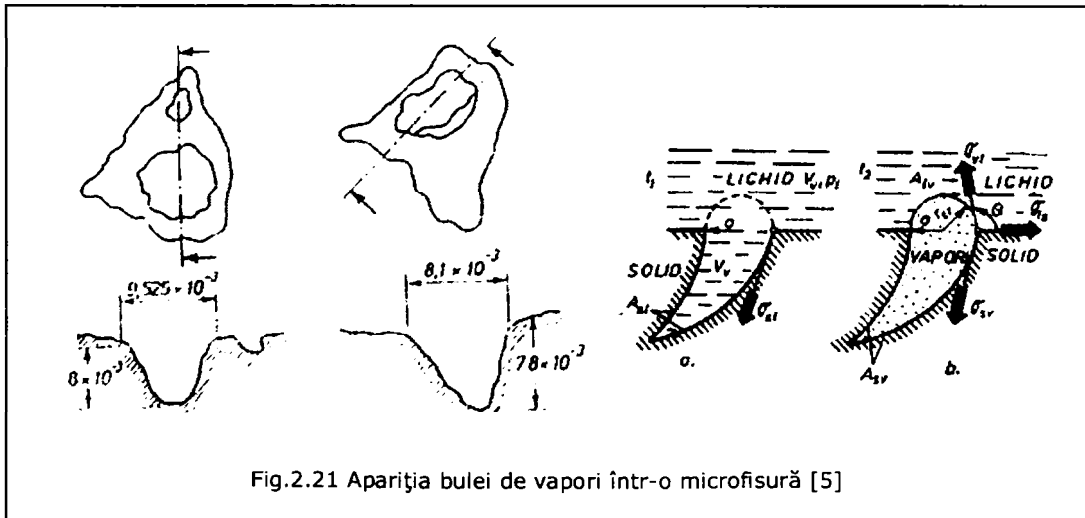


Fig.2.21 Apariția bulei de vapori într-o microfisură [5]

În mod normal, substanța din **A**, caracterizată prin mărimile de stare **p** și **T**, este în stare de vapori. Substanța lichidă în starea **A1**, este caracterizată prin

mărimile p_1 și T și poate fi adusă în starea A prin reducerea treptată a presiunii menținând temperatura T constantă, fără ca să se vaporizeze. Prin urmare, lichidul este supratensionat și adus în faza metastabilă în care, la apariția unui singur nucleu, intervine vaporizarea, caracteristică fenomenului de cavitație. În mod similar, substanța lichidă existentă în starea $A_2(p, T_2)$ poate fi adusă în starea $A(p, T)$ printr-o supraîncălzire, la presiune constantă, deci prin aport de căldură, obținând-use o fază metastabilă care brusc trece la fierbere. În ambele procese s-a ajuns în punctul $A(p, T)$ prin trecerea peste curba de echilibru. Rezultă că, prin supratensionare, sau supraîncălzire, o substanță lichidă poate rămâne în aceeași stare dar în forma metastabilă. Limita acestei stări este caracterizată prin incipiența apariției cavitației sau a fierberii și permite determinarea tensiunii de rupere a lichidului.

"Nucleele cavitaționale, de suprafață" pot apare și în volumele mici de gaze captate în microfisurele conductei (fig.2.21).

Fenomenul de cavitație poate apărea și prin creșterea volumelor mici de gaz stabilizate în curent și antrenate de acesta.

Echilibrul static al sistemului format din gaz, vapori și lichid este realizat în condițiile:

$$p_g + p_v = p + \frac{2 \cdot \sigma_s}{R} \quad [\text{N/m}^2]. \quad (2.21)$$

"Implozia" bulelor cavitaționale simetrice sau asimetrice poate conduce la suprapresiuni apreciabile care solicită și erodează pereții solizi și la oscilații de presiuni care perturbă legea de injecție.

Formarea cavitației este influențată de *regimul curgerii* și de *geometria instalației*. Aceasta determină gradul de spumare și apariție a bulelor mici, mai degrabă decât ruperea venei de fluid în goluri mari.

Există moduri diferite care pot conduce la apariția fenomenului de cavitație în echipamentele de injecție ale motoarelor cu aprindere prin comprimare:

a) Inducerea dinamică a cavitației este una dintre cele mai recunoscute. Ea produce o curgere tranzitorie, unde de presiune care au fost generate de mișcarea

pistonului-sertar, după un timp $t = \frac{2 \cdot L}{a}$, se întorc înapoi la receptor, altfel spus

"unda de decomprimare" adică unda reflectată, va trimite combustibilul înapoi, ceea ce conduce la scăderea presiunii și ca urmare la mărirea cantității de vapori existentă într-un anumit loc. Se formează bule mici de vapori de combustibil și aer dizolvat, care se transformă într-o spumă. În cazul în care cavitația este mai severă, un număr de bule se vor uni formând "goluri" sau "pungi de gaz".

b) Inducerea geometrică a cavitației este produsă în diverse stări ale curgerii tranzitorii. Se consideră că ea se inițializează în zona vitezelor mari de curgere, în zona stratului limită. Se creează o regiune cu viteze de curgere ridicate și turbulente. Turbulența în condiții de viteze ridicate, poate cauza o curgere inversă, astfel încât se realizează o reducere locală a presiunii, cauză pentru formarea bulelor de vapori. Bulele pot dispărea din preajma microfisurilor în care s-au creat și pot fi transportate de-a lungul liniilor de curent până ar ajunge în zone cu presiuni mai înalte, unde pot dispărea, reinstalându-se faza unică de curgere. Inducerea geometrică a cavitației apare cel mai adesea în orificiile din injector.

În fig.2.22 este ilustrată schematic separarea în straturi cu contururi bine definite a fluidului.

O condiție necesară pentru "inducerea geometrică a cavitației" este cunoașterea gradientului de presiune $\frac{\partial p}{\partial x}$, care în mod normal crește în direcția de curgere.

O turbulență mai mare în curgere poate preveni acest mecanism de separare a straturilor de fluid, în funcție de mărimea stratului limită respectiv a numărului Reynolds.

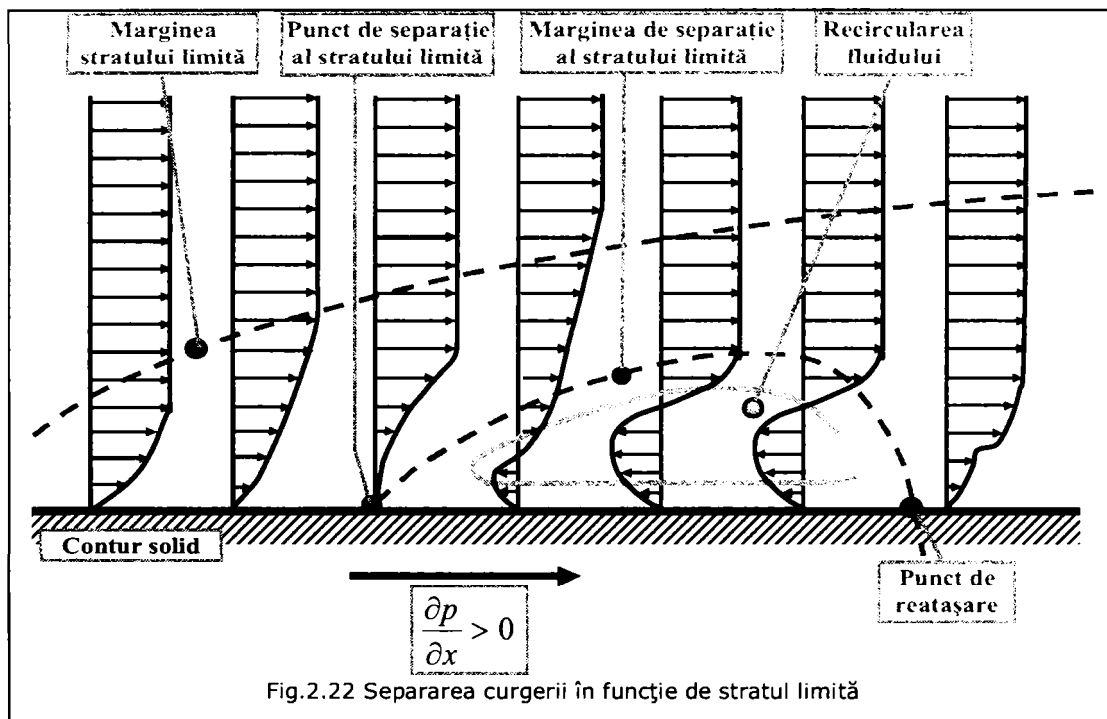


Fig.2.22 Separarea curgerii în funcție de stratul limită

2.2.4.2. Cavitația în conducta de refulare

Din studiul literaturii de specialitate, cel mai apropiat model privind apariția, dezvoltarea și compensarea golurilor din conductă este cel propus de Bechi. Pentru a formula metoda de calcul care simulează variația impulsurilor de presiune pe timpul procesului de vaporizare, s-au făcut cercetări asupra fenomenelor specifice trecerii unui impuls dintr-un mediu într-altul având caracteristici elastice diferite.

Luând în considerație variația caracteristicilor elastice la schimbarea secțiunii de curgere se poate considera, sistemul schițat în fig.2.23. Pentru o canalizație de orice dimensiuni, secțiunea "T" separă zonele "H" și "I".

Dacă un impuls $p_a(H)$ care se deplasează în "H", ajunge la secțiunea "T", în această poziție se vor genera două impulsuri:

- $p_r(H)$ orientat în sens invers lui $p_a(H)$ în secțiunea "H";

- $p_a(I)$ orientat în aceeași direcție cu $p_a(H)$ în secțiunea "I".

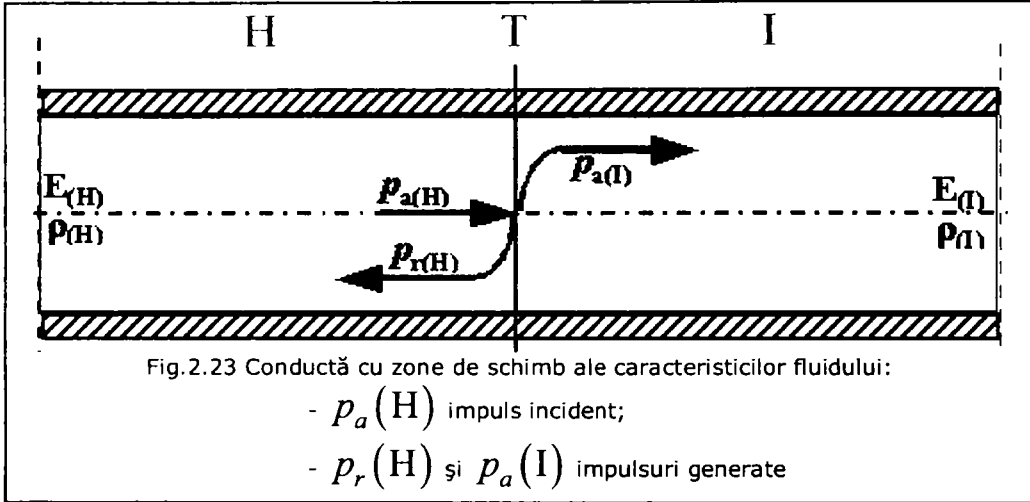


Fig.2.23 Conductă cu zone de schimb ale caracteristicilor fluidului:

- $p_a(H)$ impuls incident;
- $p_r(H)$ și $p_a(I)$ impulsuri generate

Intensitatea acestor impulsuri se determină pe baza următoarelor ecuații:

a) echilibrul de forțe:

$$p_a(I) = p_a(H) + p_r(H) \quad [\text{N/m}^2]; \quad (2.22)$$

b) continuitatea refulărilor datorită invarianței ariei secțiunii transversale ale celor două lungimi de canalizație considerate conduce la:

$$u_a(H) - u_r(H) = u_a(I) \quad [\text{m/s}]. \quad (2.23)$$

Pe baza corelației dintre viteză și presiune, și considerând că

$u = a = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$, se obține:

$$p_a(I) = p_a(H) \cdot \frac{2}{1 + \sqrt{\frac{E_{(H)}}{\rho_{(H)}} \cdot \frac{\rho_{(I)}}{E_{(I)}}}} \quad [\text{N/m}^2]; \quad (2.24)$$

$$p_r(H) = p_a(I) - p_a(H) \quad [\text{N/m}^2]. \quad (2.25)$$

Fiind stabilite relațiile dintre impulsurile incidente și impulsurile ce se generează în zonele cu variații ale caracteristicilor elastice, se stabilește modul de apariție a vaporilor de combustibil.

Se observă că elementul "I" este supus acțiunii a patru impulsuri, care determină presiunile:

$$p_{aa}(H), p_{ar}(I), p_{ra}(I) \text{ și } p_{rr}(J),$$

Ținând seama de presiunea reziduală p_0 , rezultă presiunea totală $p_{T(I)}$ la care este supus elementul examinat la un anumit moment de timp t .

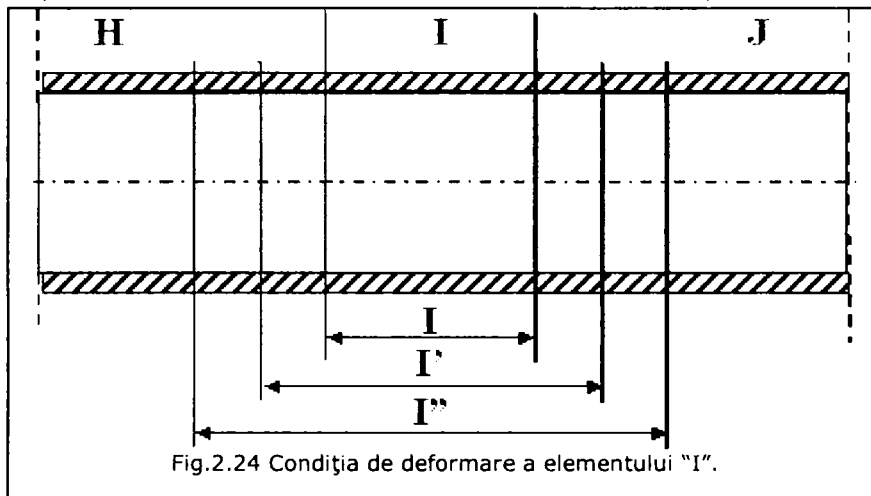


Fig.2.24 Condiția de deformare a elementului "I".

Condițiile de frontieră ale elementului "I" (fig.2.24), date de vitezele elementelor adiacente "H" și "J", sunt de așa manieră încât acestea determină o mărire a volumului fluidului conținut în elementul I de la I la I' .

Dacă condițiile inițiale ale volumului I, relative la presiunea $p_{T_1(I)}$ existentă la momentul $(t-1)$, permit expandarea volumului de la I' la I'' corespunzător unei presiuni de vapori $p_{T_v(I)}$, atunci:

$$I'' - I' = \frac{1}{E} \cdot [p_{T_1(I)} - p_{T_v(I)}] < I' - I \quad [-]. \quad (2.26)$$

2.2.4.3. Cavitația în zona supapei de refulare

Legile de propagare și deplasare a undelor de presiune permit dezvoltarea separată a procedurii de calcul pentru fiecare punct al echipamentului. *Unda de presiune*, la plecare, la momentul t , din fiecare punct, se propagă în tot sistemul influențând condițiile de echilibru din celelalte puncte din sistem. La fiecare secvență de timp $(t+\Delta t)$, această influență depinde de distanța relativă pe care o are de străbătut.

În spațiul de deasupra pistonului-sertar, ca rezultat al mișcării pistonului, combustibilul este comprimat, crește presiunea, astfel încât volumul acestuia suferă modificări, datorate:

- existenței creșterii de presiune în orificiile de admisie și de descărcare din cilindrul pistonului-sertar;
- deschiderii supapei de refulare;
- existenței jocului dintre piston și cilindru.

Datorită existenței unui spațiu între supapa de refulare și sediul ei este posibil să se obțină o scădere bruscă a presiunii ceea ce poate fi o cauză a unor procese de cavitație.

Pentru a explica aceste procese cavitaționale, se pleacă de la relația debitului de combustibil printr-un orificiu:

$$Q = \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \operatorname{sgn}(p_{\text{ext}} - p_{\text{int}}) \cdot \sqrt{|p_{\text{ext}} - p_{\text{int}}|} \quad [\text{m}^3/\text{s}]. \quad (2.27)$$

În momentul în care presiunea atinge valoarea "zero" și derivata ei se menține "negativă", în masa combustibilului apar "goluri" - bule ale vaporilor de combustibil - al căror volum cumulat se poate considera că reprezintă diferența dintre volumul geometric al incintei și volumul masei de lichid aflat la presiune atmosferică:

$$V_{\text{gol}} = V_g - V_{L_0} \quad [\text{m}^3]. \quad (2.28)$$

2.2.4.4. Cavitația în zona duzei injectorului

Vaporii de combustibil și bulele de gaze care apar în spațiul de sub injector produc uzuri, smulgeri de material, apărând astfel pericolul postinjectiei, deoarece nu se mai realizează o etanșare corespunzătoare între acul injectorului și sediul său.

Forma și natura jeturilor de combustibil din interiorul orificiilor injectoarelor și din camera de ardere influențează performanțele sistemului de injecție.

În cazul în care curgerea motorinei are loc într-un mediu gazos, similar cu cel din camera de ardere, există următoarea schemă de dezvoltare a cavitației prezentată în fig.2.25.

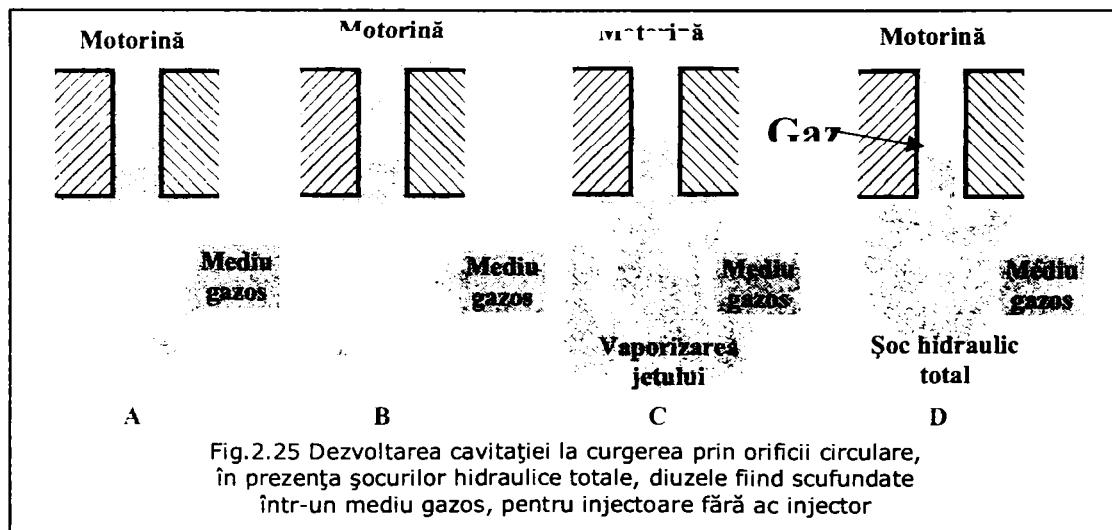


Fig.2.25 Dezvoltarea cavitației la curgerea prin orificii circulare, în prezența șocurilor hidraulice totale, duzele fiind scufundate într-un mediu gazos, pentru injectoare fără ac injector

În exteriorul orificiului, se realizează un jet pulsatoriu (fig.2.26-A). Acest tip de turbulență a jetului de lichid a fost studiată de mulți cercetători

În fig.2.25-B se prezintă cazul în care apar cavitații în interiorul orificiului, care creează perturbații în jet.

Acesta are o structură eterogenă formată din vapori și combustibil lichid.

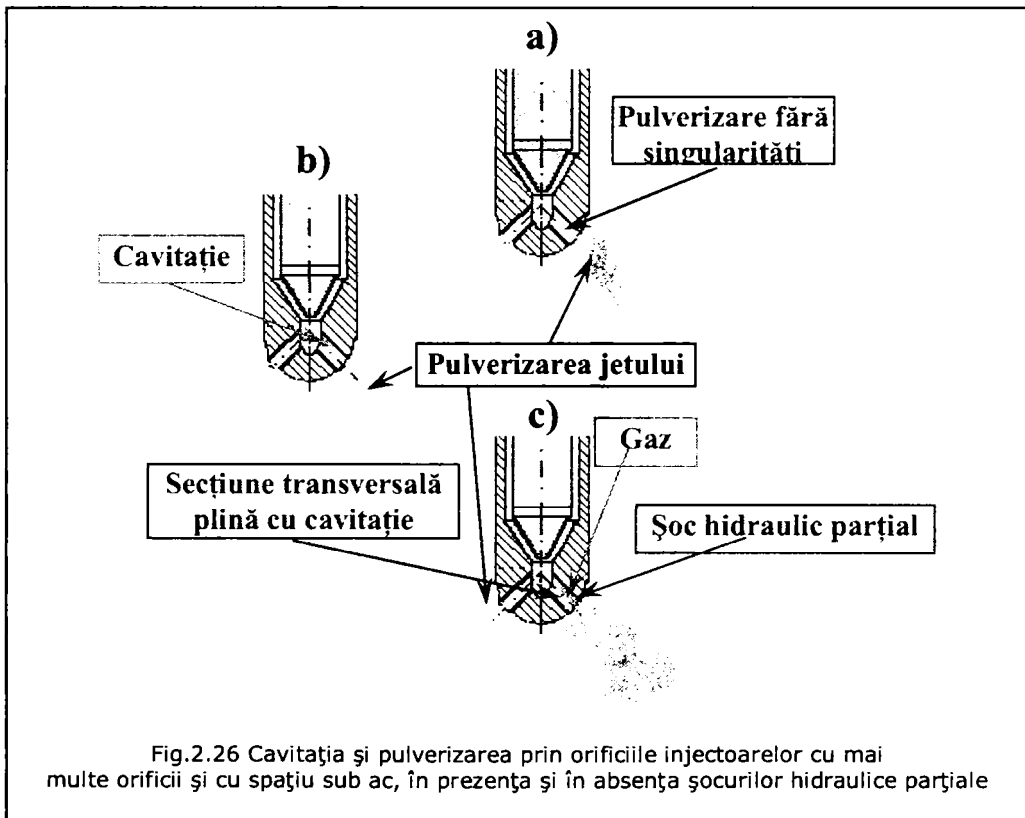
Este posibil ca fenomenul de cavitație să cuprindă întreg volumul de combustibil din interiorul orificiului și din jet.

În fig.2.25, la dispariția cavitației jetul devine compact cu un diametru mai mic decât al orificiului. Datorită acestei restrângeri geometrice a jetului se produce un șoc hidraulic "total". Energia dezvoltată în cazul apariției acestui proces, depinde de densitatea mediului gazos în care are loc injecția și de presiunile foarte mari atinse de jet.

În cazul injectoarelor cu mai multe găuri și cu spațiu sub acul injector caracteristicile cavitației și pulverizării diferă de cele prezentate până acum.

În fig.2.26a se prezintă cazul unei pulverizări fără cavitație. Apariția cavitației de mică valoare este indicată în fig.2.26b. În cazul în care cavitația a cuprins toate jeturile de combustibil apare așa numitul șoc hidraulic "parțial".

Șocurile hidraulice "parțiale" nu se produc la toate injectoarele, odată cu ridicarea ușoară a acului, fenomenul depinzând de geometria acului, sediului și a orificiilor.



2.2.5. Influența mărimilor caracteristice ale injecției asupra performanțelor motoarelor cu aprindere prin comprimare

După cum s-a arătat caracteristicile injecției de combustibil depind de parametrii constructivi ai elementelor componente ale instalației de injecție: *supapa de refulare; arcul supapei de refulare, conducta de refulare, arcul acului injector, duza pulverizatorului și de cracteristicile fizico-chimice le combustibilului.*

Perfecționarea MAC-urilor constă în realizarea următoarelor obiective principale:

- consum specific de combustibil cât mai redus;
- puteri sporite;
- noxe reduse;
- mers liniștit.

Din analiza procesului de ardere în MAC rezultă că, rezolvarea tuturor problemelor enumerate se poate face parțial sau total operând asupra combustiei.

Într-adevăr, un consum specific de combustibil mic presupune o ardere optimă a cantității de combustibil injectată, cu o viteză convenabilă și cu un înalt grad de utilizare a aerului.

Creșterea puterii, unui motor Diesel se obține prin îmbunătățirea calității pulverizării și a corelării fazelor distribuției.

Reducerea gradului de fum și a nocivității gazelor de evacuare depinde de perfecțiunea procesului de ardere.

Aceste cerințe vin în contradicție unele cu altele.

Analiza influenței mărimilor caracteristice ale injecției se face ținând cont de cerințele principale arătate.

Studierea arderii nu se poate face fără a lua în considerație procesul de formare a amestecului, respectiv a legii de injecție, care condiționează în mare măsură aprinderea și arderea oferind posibilități de control ale acestora.

Din aceste motive se dorește ca modelul de analiză a proceselor de injecție să se finalizeze cu posibilitatea aprecierii performanțelor motorului.

2.3. Sistemul de injecție diesel electronic

Datorită cerințelor multiple care se pun echipamentului de injecție și care au fost evidențiate în prima parte a lucrării, cerințe la care echipamentele clasice de injecție nu mi pot face față integral, a trebuit pus la punct un sistem electronic de injecție care să se poată adapta automat la toate nevoile motorului.

În urma progresului tehnic obținut în electronică și tehnologia de prelucrare a materialelor s-a putut trece de la reglarea și controlul parțial al injecției de motorină cu ajutorul reglatoarelor de avans electronice ale pompelor de injecție clasice, la reglarea și controlul total electronic al injecției, în mod deosebit de foarte înaltă presiune.

“Inima” sistemului de reglare și control îl constituie calculatorul principal E.C.U. (Electronic Control Unit) care gestionează întreaga injecție, primind o serie de informații din diferite puncte ale automobilului. Acest sistem dispune de o gamă de programe în așteptare permițând adaptarea la legislație în vigoare din diferite țări, precum și adaptarea pe diferite tipuri de autovehicule și la diferite aplicații.

Tradiționala pompă de injecție în linie cu conductele de înaltă presiune și cu injectoarele sale sunt înlocuite cu un nou sistem de injecție E.U.I. (Injecteur a Unite Electronique). Acest sistem combină pompa de injecție și injectorul într-un singur element dispus vertical în chiulasă în centrul camerei de ardere (fig. 2.28.). Pistonașele plonjoare sunt comandate de un arbore cu came prin intermediul unor culbutor ce furnizează energie mecanică pentru a obține presiuni de injecție de ordinul a 1500...1800 bar.

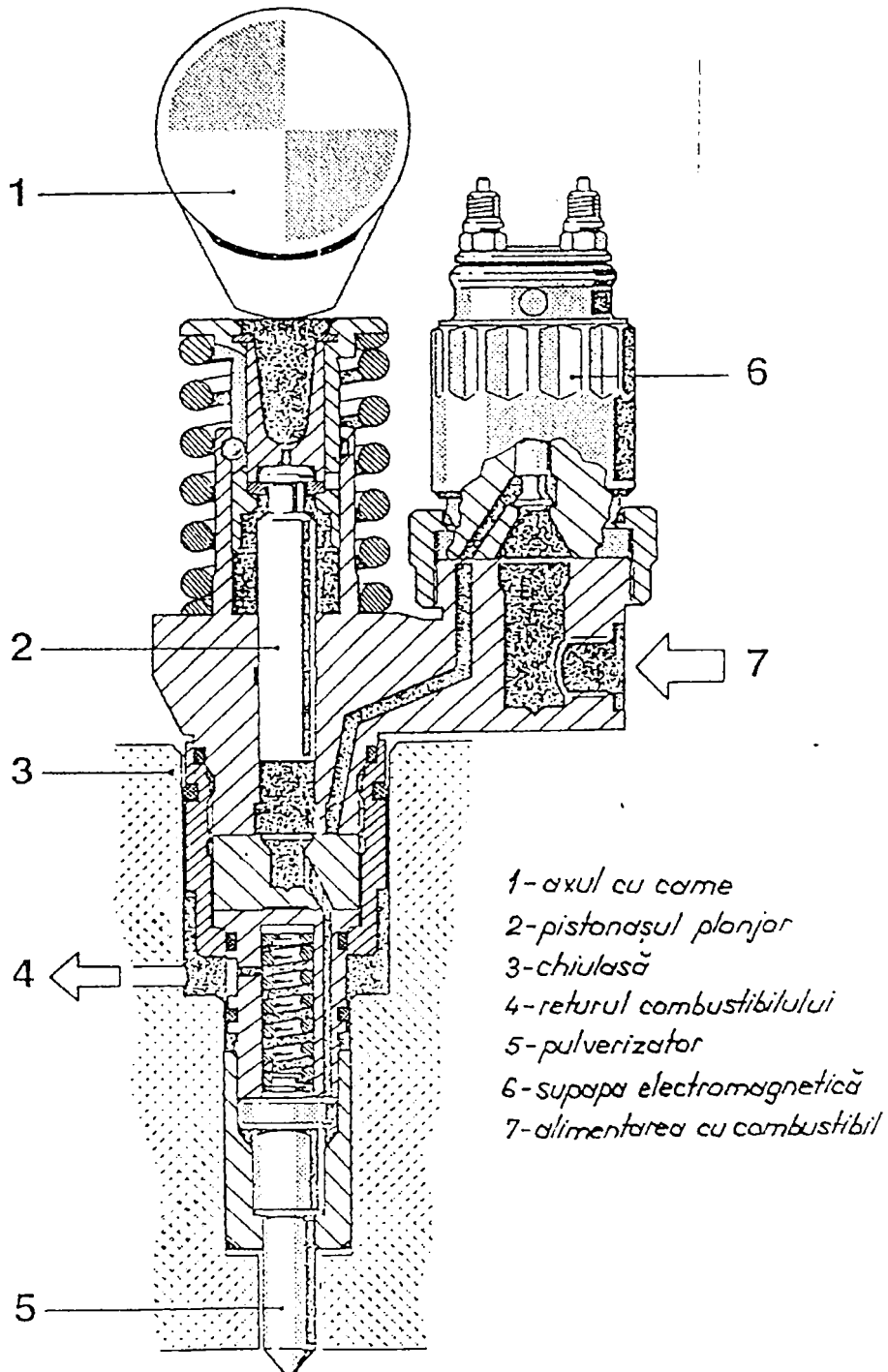


Fig. 2.28 Secțiune prin ansamblul pompă - injector

Alimentarea pompei-injector și returul combustibilului, se realizează prin canale integrate în chiulasă. Începutul injectiei și dozajul combustibilului sunt realizate cu ajutorul unei supape cu acționare electromagnetică comandată de un microprocesor instalat într-o unitate electronică separată (ECU). Această unitate electronică, este introdusă într-o carcasă de aluminiu plasată pe motor sau în apropierea motorului și este răcită în permanență de lichidul din instalația de răcire a motorului.

Un ansamblu de traductori măsoară parametrii importanți din funcționarea motorului cum ar fi: poziția pedalei de accelerație, poziția arborelui cotit, regimul motorului, presiunea aerului de admisie, temperatura aerului de admisie, presiunea lichidului de răcire, viteza de deplasare a autovehiculului, raportul de transmitere selectat în cutia de viteze, sarcina motorului, etc.

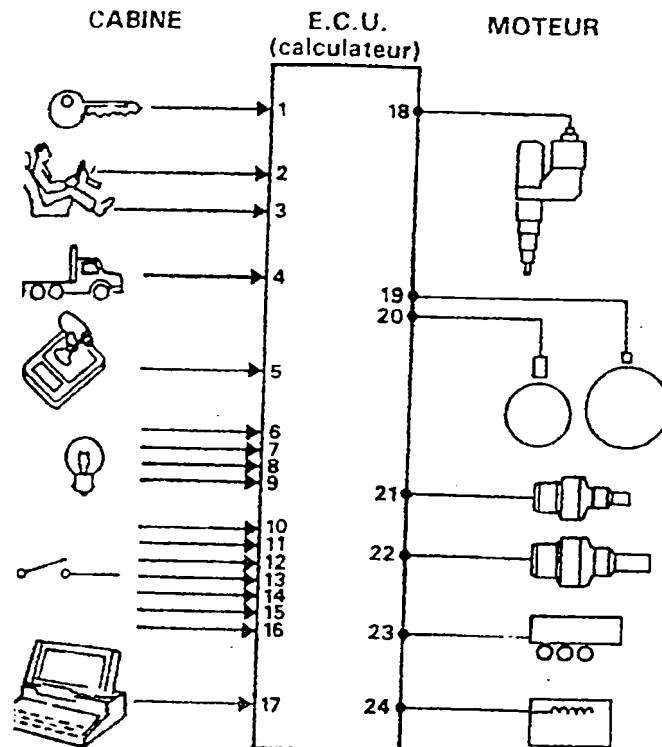


Fig. 2.29. Identificarea funcțiilor ECU

1. Contact; 2. Senzorul vitezei de croazieră; 3. Controlul poziției pedalei de accelerație; 4. Controlul vitezei autovehiculului; 5. Informații de la cutia de viteze; 6. Martor pentru temperatura lichidului de răcire; 7. Martor pentru presiunea de ulei; 8. Martor pentru oprirea motorului; 9. Martor pentru controlul motorului; 10. Contactor diagnostic; 11. Contactor frână de motor, 12. Contactor disponibil; 13. Contactor frână de staționare; 14. Contactor ambreiaj; 15. Contactor presiune ulei; 16. Contactor priză de cuplu; 17. Priză de diagnostic; 18. Bobina pompei injector; 19. Traductor pentru poziția arborelui cotit; 20. Traductor pentru poziția arborelui cu came; 21. Senzor pentru temperatura aerului de supraalimentare; 22. Senzor pentru temperatura lichidului de răcire; 23. Senzor pentru presiunea de de supraalimentare; 24. Rezistența electrică pentru pornirea la rece.

Aceste informații sunt transmise unității centrale – fig. 2.29, care le compară cu un program stocat în memorie. Unitatea centrală calculează instrucțiunile cu privire la dozaj și începutul injecției și comandă acționarea cu mare viteză a supapei electromagnetice și implicit a pompei injector. Comanda propriu zisă a dozajului și începutul injecției este dată de supape de acționare electromagnetice. Când supapa este deschisă, unitatea pompă-injector debitează combustibil în condiții de recirculare. Dacă supapa se închide, legătura dintre cavitatea de sub pistonul plonjor și exterior este întreruptă și are loc injecția de combustibil în cilindrul motorului. Momentul de închidere determină începutul injecției, iar durata cât este închisă determină cantitatea de combustibil injectată. Supapa electromagnetice este comandată de calculator în funcție de niște câmpuri caracteristice (fig. 2.30), astfel încât începutul și sfârșitul injecției este programat și deci independent de poziția pistonului în cilindru. În comparație cu injecția de benzină, supapa electromagnetice trebuie să facă față unei presiuni de 300-500 de ori mai mare și să fie de 10...20 de ori mai rapidă.

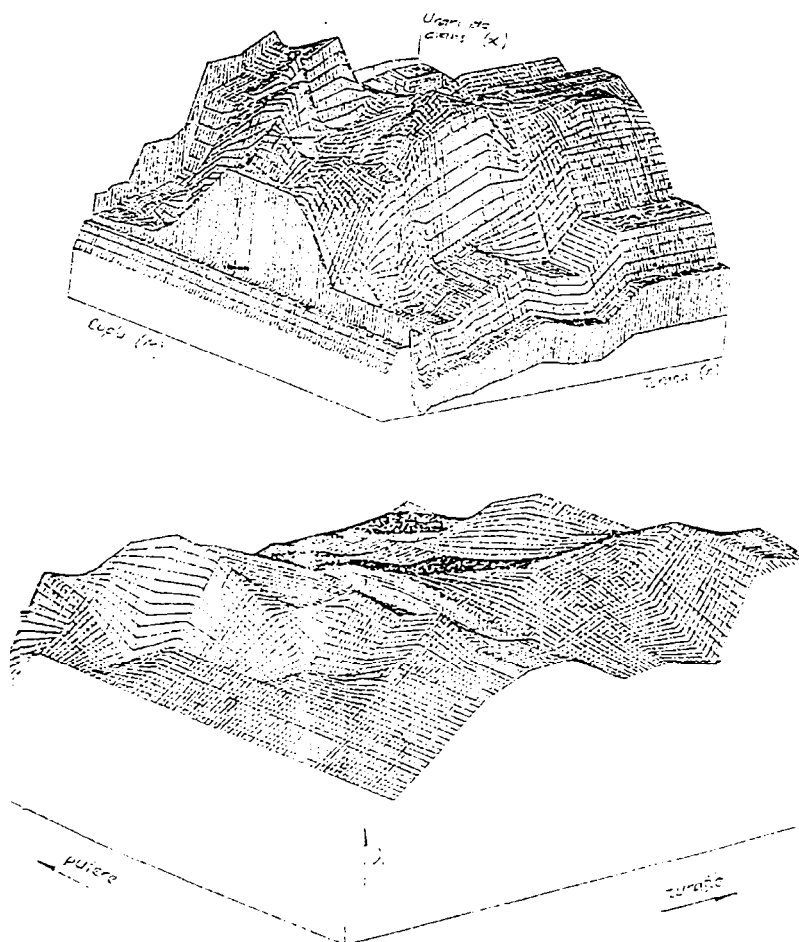


Figura 2.30
Câmpurile caracteristice introduse în memoria calculatorului

La sistemele de injecție clasice proprietățile fizice ale conductelor de înaltă presiune care fac legătura dintre pompa de injecție și injectoare limitează presiunea maximă de injecție la 1000...1200 bar. (Aceste valori ridicate se obțin în condițiile unor conducte de legătură scurte de maximum 600 mm). Deoarece în cazul sistemului pompă-injector aceste conducte lipsesc, presiunile de injecție sunt de 1500...1800 bar. Datorită acestei presiuni mari de injecție (se obține o pulverizare fină a motorinei și un amestec omogen) și prin reglarea electronică cu ajutorul câmpurilor caracteristice a începutului și duratei injecției (respectiv a cantității injectate), este posibilă o reducere remarcabilă a emisiilor poluante ale motoarelor diesel (NO_x , CO, HC și particule).

Cercetările efectuate de firma VOLVO pe un motor pentru autocamion de 6 cilindri în linie, echipat cu un altfel de sistem de injecție, a evidențiat faptul că acest motor se înscrie cu ușurință în normele de poluare EURO III, concomitent cu creșterea puterii litrice (420 CP la 12 l).

Această metodă de comandă permite controlul fiecărui cilindru separat și compensarea tuturor varietăților individuale.

Funcționarea motorului este optimizată și se traduce printr-un consum redus de combustibil, emisii poluante reduse și performanțe bune.

În urma încercărilor efectuate de firma VOLVO pe motorul exemplificat mai sus, s-a constatat un randament superior tuturor motoarelor predecesoare. Astfel, acest randament este de 42% pe toate plajele de regim și turație și ajunge la 45% în condiții mai favorabile de funcționare, iar acest lucru a favorizat o reducere a consumului specifice de combustibil a cărei valoare minimă este de 190 g/kwh, tinzând către 185 g/kwh în condiții favorabile de funcționare.

În afară de funcțiile de bază, sistemul E.U.I. permite:

- limitarea regimului în cazul pornirii la rece a motorului;
- creșterea progresivă a regimului pentru a ajunge rapid la temperatura de funcționare;
- limitarea puterii când temperatura motorului este excesivă;
- protecția împotriva supraturației;
- reglarea vitezei de croazieră;
- preselecția regimului motorului pentru utilizarea prizei de putere;
- întreruperea injecției în cazul frânării cu motorul;
- scoaterea unor cilindri din funcțiune la sarcini parțiale.

În concluzie, aplicarea tehnicilor de reducere a emisiilor necesită preocupări intense, dezvoltate în ani de cercetare (unele firme au programe de reducere a emisiilor care au început acum 20...25 ani), care implică investiții foarte mari atât la realizarea dotărilor materiale necesare (labratoare, tehnică de măsură și calcul, programe specializate de calcul), cât și pregătirea specialiștilor.

Pe plan mondial se constată "electronizarea" masivă a motoarelor, lucru care conduce la obținerea optimului în balanța performanțe-emisii poluante.

Capitolul 3

GENEZA ȘI CONTROLUL NOXELOR LA MOTOARELE DIESEL CU INECȚIE DE FOARTE ÎNALTĂ PRESIUNE

3.1. Originea poluanților din gazele de evacuare ale motoarelor cu aprindere prin comprimare

3.1.1 Generalități

Motorul diesel este identificat ca sursă de poluare după 1930, datorită fumului negru la eșapare. Fumul și mirosul gazelor sunt încă probleme nerezolvate pentru motoarele cu aprindere prin comprimare, care păstrează mai multe necunoscute, relativ la geneza noxelor și datorită complexității proceselor de formare a amestecului și de ardere, dar și datorită atenției deosebite acordate motoarelor cu aprindere prin scânteie în ultimii 35 ani. Atitudinea față de nocivitatea emisiilor motorului diesel a variat, motorul fiind considerat când sfânt, când păcătos, fapt care a creat o stare de confuzie în rândul legislatorilor și a proiectanților de motoare. [1]

În fumul motoarelor cu aprindere prin comprimare (m.a.c.) sunt prezente: hidrocarburi, compuși oxigenați de tip aldehide, cetone, alcooli, oxizi, compuși polinucleari aromatici, CO, CO₂, NO_x, SO_x, particule. Concentrațiile variază în limite foarte largi, după tipul motorului, după calitățile combustibilului și după regimul funcțional.

Cele mai poluante sunt motoarele cu aprindere prin comprimare cu inecție directă.

Motoarele diesel cu aspirație normală („aspirate”) excelează prin producerea de hidrocarburi și monoxid de carbon, iar cele supraalimentate prin producerea de oxizi de azot. Toate motoarele cu aprindere prin comprimare (m.a.c.) produc fum, la sarcini mari [2].

Mecanismele de formare a CO, HC și NO_x sunt similare celor produse în m.a.s. În cele ce urmează sunt prezentate considerații asupra noxelor emise de motorul diesel care au deranjat cel mai mult, fumul și mirosul neplăcut al gazelor de evacuare.

3.1.2 Originea fumului emis de către m.a.c.

Fumul este de trei categorii [6]:

- fumul alb – propriu momentelor pornirii, când este antrenat motorul și eventual când se încălzește;
- fumul albastru – propriu mersului în gol și la sarcini mici;
- fumul negru – ce apare la sarcini mari, solicitări termice mari, turația fiind indiferentă.

După regimurile opuse la care apare, fumul se mai numește rece sau cald.

Fumul alb și cel albastru constă dintr-o suspensie de particule lichide de combustibil nears, sau oxidat parțial cu diametru în jur de $1\mu\text{m}$, pentru fumul alb și $0,5\mu\text{m}$, pentru cel albastru.

Fumul negru este format din particule cărbunoase cu diametrul de $1\mu\text{m}$.

Pentru fumul alb și cel albastru, particulele de combustibil parțial oxidat se datoresc regimului termic prea coborât, care caracterizează pornirea, încălzirea, mersul în gol sau la sarcini mici. Acestea defavorizează arderea întregii cantități de combustibil, combustibilul condensându-se la temperaturi mici în destindere.

În situații extreme, se poate ca o parte din combustibil chiar să nu se oxideze deloc, sau să fie trimis tot combustibilul în eșapament, datorită rateului de autoaprindere la unele cicluri.

Fumul albastru conține combustibil nears și eventual și ulei de ungere; din cauza unor condiții nefavorabile de concentrație, combustibilul nears ajunge să condenseze în timpul evacuării.

Fumul negru se formează numai în amestecuri cu combustibil în exces, parcurgându-se următoarele stadii :

- formarea unui compus intermediar precursor care este acetilena, care apare la $2500\div 3000\text{ K}$, temperatura în flacără;
- formarea particulelor de funingine din acest compus, care au inițial 40 \AA ($1\text{ \AA} = 10^{-10}\text{ m}$) și care, prin coagulare, cresc rapid, pentru ca să se ajungă la coagularea particulelor la dimensiunile finale de $1\mu\text{m}$.

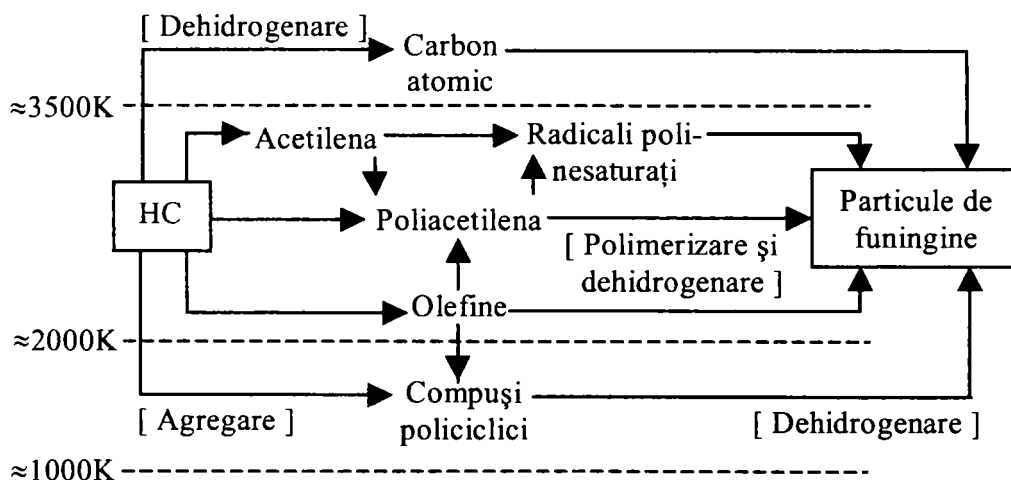


Fig. 3.1. Formarea particulelor de funingine.

Poluantul denumit fum vizibil, care a fost considerat ani de zile ca o măsură a gradului de poluare produs de m.a.c., se dovedește a fi un poluant care nu mai caracterizează suficient toxicitatea gazelor arse. În afara particulelor de funingine, care creează un efect optic detectabil prin opacimetrele tradiționale, gazele de evacuare conțin particule ultrafine, care nu pot fi detectate decât prin colectare și cântărire. Aceste particule submicronice au efecte dăunătoare asupra sănătății oamenilor fiindcă, din cauza dimensiunilor lor reduse, reușesc să pătrundă în traiecul respirator. Astfel s-a definit un nou poluant denumit particule diesel, limitat prin norme legislative.

Particulele sunt definite, implicit prin metoda de măsurare, ca totalitatea materiei colectate pe un filtru de teflon la trecerea gazelor arse emise de motorul cu aprindere prin comprimare, gaze care au fost diluate cu aer filtrat, pentru menținerea temperaturii acestora sub 52 °C.

De menționat că viteza finală de formare a funinginii rezultă ca diferență între viteza propriu-zisă de formare și viteza de ardere parțială a norului de funingine. O schemă intuitivă și detaliată asupra formării particulelor de funingine este redată în fig. 3.1.

Acest nou poluant astfel definit cuprinde practic toate emisiile solide și lichide cuprinse în gazele de evacuare ale motoarelor cu ardere internă, care sunt apreciate gravimetric, mai exact decât măsurările opacității fumului.

Particulele provin din procese similare cu cele ale genezei funinginei și HC. La această concluzie a condus observația că emisia de particule ia valori care urmăresc valorile fumului negru și ale HC, de aceea s-a presupus că emisia masică de particule este proporțională cu suma emisiei de funingine (fum negru) și a emisiei masice de HC, care sunt lichide la temperatura de prelevare a particulelor.

3.1.3 Originea emisiilor de hidrocarburi și a mirosului gazelor evacuate

Prezența hidrocarburilor se datorează:

- stingerii flăcării la perete;
- compoziției locale a amestecului excesiv de bogate sau sărace;
- existenței unor elemente izolate de amestec, în care raportul suprafață/volum este mare, astfel că aprinderea este imposibilă, datorită pierderilor de căldură;

- ratării aprinderii [2].

Detectarea substanțelor vinovate de mirosul neplăcut este o problemă dificilă pentru că omul distinge substanțe rău mirositoare în concentrații de 10^{-12} ... 10^{-8} , iar aparatura de măsură de mare finețe nu permite detectarea unor substanțe cu concentrații mai mici de 10^{-9} .

Mirosul gazelor provine în parte din oxidarea parțială a combustibilului în zona cu amestec sărac, la care se adaugă compuși de cracare și oxigenați cu greutate moleculară mare, care sunt vinovați de senzația de vomă provocată de mirosul gazelor.

3.1.4. Formarea poluanților în motorul cu injecție directă

3.1.4.1. Câmpul de concentrații în perioada întârzierii la autoaprindere

Durata întârzierii la aprindere, precum și intensitatea proceselor care au loc în acest interval și mai ales mișcarea din cilindru au o influență consistentă asupra formării amestecului, a arderii și a noxelor.

În condițiile mișcărilor severe ale aerului din cilindru, jetul ajunge rapid la pereți după circa 0,5 milisecunde, ceea ce face ca o importantă tranșă a amestecului să se formeze în apropierea peretilor [2].

Aceasta este favorizant pentru vaporizare, deoarece, în orice caz, în zona enunțată temperaturile sunt mai ridicate, dar devine defavorizant dacă combustibilul atinge peretele.

Evaporarea combustibilului, diferențiată în timp și spațiu, conferă amestecului pregătit pentru aprindere și ardere o neomogenitate nu numai termică și fizică ci și chimică, ceea ce are ca efect apariția primelor nuclee de flacără de la ciclu la ciclu, în puncte diferite ale camerei de ardere. Nu sunt motive însă, ca momentele apariției nucleelor să fie diferite, deoarece oricum, la fiecare ciclu sunt zone cu $\lambda \approx 0,1$, în care, dacă sunt satisfăcute și condițiile de temperatură, apar nuclee de flacără care declanșează aprinderea. Acest fapt explică dispersia ciclică mult mai redusă a m.a.c., în raport cu m.a.s., ceea ce este favorizant și pentru economicitate și pentru poluare.

3.1.4.2 Formarea substanțelor poluante

Emisiunile poluante își au originea în zone distincte, care caracterizează câmpul de concentrații și gradul de propagare al amestecului în vederea arderii, și anume :

- zona amestecurilor preformate inflamabile;
- zona amestecurilor preformate neinflamabile;
- nucleul jetului;
- zona peretelui;
- coada jetului (fracțiunea finală a dozei de combustibil injectată până la închiderea injectorului);
- fracțiunea de combustibil introdusă prin post-injecție.

Figura 3.2 schițează structura jetului cu zonele specifice formării diferiților poluanți. În zona peretelui, datorită manifestării stratului limită hidrodinamic, mișcările sunt frânate în apropierea sa, mai sever la apropierea de perete, ceea ce face ca să se înrăutățească condițiile de amestecare, chiar și în prezența curentului circular ce deformează jetul. Arderea devine incompletă, cu apariție de funingine, hidrocarburi și compuși parțial oxidați.

În nucleul jetului, deși dimensiunile picăturilor sunt cele mai mari, la sarcini parțiale, datorită disponibilităților mari de aer, se formează doar oxizi de azot, favorizați de prezența oxigenului în exces.

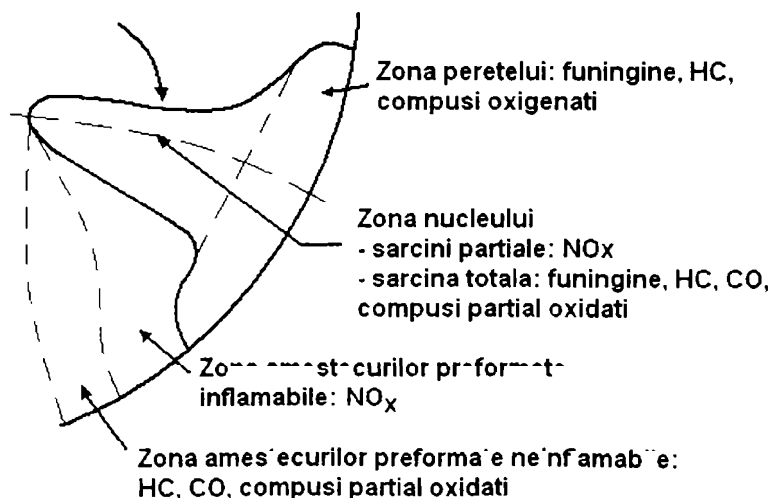


Fig. 3.2. Jetul și zonele sale.

La sarcina plină, cel puțin local, aerul nu mai este suficient, apărând noxele specifice arderii incomplete (funinginea, hidrocarburi, compuși parțial oxidați).

În zona amestecurilor preformate neinflamabile nu există suficient combustibil pentru a permite arderea și au loc reacții chimice de descompunere și oxidare parțială, rezultând CO, aldehide și hidrocarburi parțial descompuse.

Zona amestecurilor preformate inflamabile este generatoare numai de oxizi de azot, temperaturile fiind mari datorită plasării ei în apropierea nucleului jetului.

Coda jetului apare ca urmare a injectării ultimei fracțiuni de combustibil, în destindere, când presiunea de injecție devine mică, pulverizarea și amestecarea sunt deficitare, cantitatea de funingine și hidrocarburi formate fiind cu atât mai mare cu cât disponibilitățile de oxigen sunt reduse, adică cu cât sarcina motorului este mai mare.

Post-injecția se manifestă în anumite regimuri de funcționare, când și sub efect hidrodinamic, datorită undelor, injectorul se mai deschide, chiar de câteva ori. Injecția este deficitară la presiuni reduse, oxigen este puțin, astfel încât post-injecția, nedorită nici economic, este generatoare de hidrocarburi și de funingine.

3.1.5. Formarea amestecului în motorul cu injecție indirectă

Motoarele cu camere de ardere divizată sau cu injecție indirectă sunt constituite dintr-un compartiment de volum constant și un compartiment de volum variabil în cilindru, care comunică între ele prin unul sau mai multe canale. Combustibilul se injectează în compartimentul de volum constant unde are loc întârzierea la autoaprindere. Arderea inițiată în prima cameră continuă în camera din cilindru.

La motoarele diesel cu camera divizată (injecție indirectă), volumul acestora reprezintă maximum 60% din volumul camerei de ardere V_c .

În camera auxiliară temperatura este ridicată, dar disponibilitățile de aer sunt reduse, astfel încât este favorizată formarea de funingine și hidrocarburi neare sau parțial oxidate și este frânată formarea oxizilor de azot.

Formarea oxizilor de azot este frânată și în camera principală, datorită existenței temperaturii mai coborâte.

Motoarele cu cameră divizată au tendința de a emite fum albastru la sarcini parțiale și turații mari, datorită dispersiei ciclice mai mari decât la motoarele cu injecție directă.

Durata de încălzire după pornire și cantitatea de fum alb emisă sunt mai mici decât la injecția directă, deoarece camera auxiliară, unde se declanșează aprinderea și arderea, este mai caldă.

Avantajele camerelor divizate sunt: limitarea arderii violente, dezvoltarea arderii cu degajare lentă de căldură (emisie redusă de NO_x), amestecarea bună a combustibilului cu aerul (emisii mai reduse de HC, CO și fum), atingerea unor turații mari și sensibilitate mai scăzută la calitatea combustibilului.

3.2. Mijloace active de reducere a emisiilor poluante la motoarele cu aprindere prin comprimare

3.2.1 Factorii care influențează emisiile motoarelor diesel

În ultimele decenii, datorită importanței din ce în ce mai mari care s-a acordat calității mediului înconjurător, s-au derulat numeroase cercetări ce au urmărit stabilirea principalilor factori care influențează emisiile poluante produse de motoarele cu ardere internă. Desfășurate în paralel de institute de cercetare ca și

de producătorii de motoare și autovehicule, aceste cercetări au relevat nu numai influențele determinante asupra emisiilor, ci au identificat și inovat o serie de măsuri (metode sau tehnici) de reducere a poluanților; corelația factori-măsuri a devenit atât de comună încât la o privire mai puțin atentă, poate genera confundarea celor doi termeni .

Problema aplicării unor măsuri de limitare a emisiilor poluante se dovedește a fi foarte delicată, datorită multitudinii factorilor ce influențează aceste mărimi. Există influențe contradictorii ale unor factori asupra celor patru tipuri de poluanți legiferati, dar și efecte contradictorii ale aceluiași factor asupra aceluiași poluant, în cazul unor motoare diferite.

În general, măsurile de reducere a celor patru poluanți limitați în legislația existentă au generat creșteri (relativ mici) ale consumului de combustibil, ceea ce implică găsirea unei căi de compromis.

Și în cadrul grupului de poluanți enumerați (HC, CO, NO_x, particule (PT)) apare necesitatea unui compromis între valorile NO_x, pe de o parte, și valorile PT, CO, HC, pe de altă parte. Dependența inversă a acestor mărimi se datorează temperaturilor dezvoltate în camera de ardere. Măsurile de scădere concomitentă a NO_x și a celorlalți poluanți sunt relativ puține și se aplică, de regulă, în afara camerei de ardere.

Factorii care afectează nivelul emisiilor poluante sunt numeroși, iar cei mai importanți, asupra unora dintre aceștia revenindu-se, sunt prezentați succint în cele ce urmează [1]:

1. Regimul funcțional:

- turația;
- sarcina (dozajul);
- regimul termic al motorului.

2. Caracteristicile injectiei:

- avansul la injecție;
- legea de injecție;
- construcția echipamentului de injecție:
 - *tipul pompei de injecție;*
 - *mărimea presiunii de injecție;*
 - *tipul injectorului și poziția sa;*
 - *construcția pulverizatorului (diametru, lungime, număr și orientare a orificiilor pulverizatorului);*
 - *volumul sacului de sub acul injectorului.*

3. Particularități constructive ale motorului:

- intensitatea curentului de aer (turbulențe din camera de ardere);
- cantitatea de gaze reziduale (funcție de căderea de presiunea la evacuare);
- numărul de supape pe cilindru (tipul chiulasei: cu 2 sau 4 supape);
- arhitectura camerei de ardere:
 - *camera de ardere unitară;*
 - *camera de ardere divizată.*
- forma camerei de ardere și dimensiunile ei;
- caracteristica de transfer termic a camerei de ardere:
 - *raportul suprafață / volum al camerei de ardere;*
 - *proprietățile de conductibilitate a pereților.*
- supraalimentarea (presiunea aerului aspirat în cilindru- p_a);
- răcirea intermediară a aerului de admisie (temperatura aerului aspirat- T_a);

- caracteristicile instalației de ungere:
 - *consum de ulei;*
 - *calitatea uleiului;*
 - *scurgeri de ulei;*
 - *concepția instalației de ungere;*
- dimensiunile principale ale cilindrului:
 - *D – diametrul cilindrului;*
 - *S – cursa;*
 - *raportul S/D;*
 - *raportul de compresie;*
- fazele de distribuție;
- dispozitivele de pornire la rece;
- gradul de recirculare a gazelor arse;
- debitul variabil de aer.

4. Caracteristicile combustibilului:

- conținutul de sulf;
- densitatea;
- volatilitatea;
- cifra cetanică;
- compoziția fracționată;
- conținutul de hidrocarburi aromatice.

5. Starea tehnică a motorului:

- mărirea jocurilor dintre piese (uzura);
- starea echipamentului de injecție:
 - *obturarea orificiilor pulverizatorului;*
 - *scăderea presiunii de injecție;*
 - *colmatarea filtrelor de combustibil.*

6. Natura aplicației și regimul de exploatare.

3.2.2. Metode active de reducere a emisiilor

Prezentarea succintă a principalilor factori care influențează nivelul emisiilor a avut ca scop să arate numărul lor mare, care implică mai multe strategii posibile de urmat pentru reducerea acestora. Așa cum s-a prezentat în capitolul dedicat metodelor de reducere a emisiilor la m.a.s., metodele de reducere a emisiilor produse de m.a.c. se împart în:

- **metode active**, care acționează încă din faza de geneză a emisiilor, combătându-le chiar din procesul de combustie;

- **metode pasive**, care acționează asupra emisiilor după formarea acestora, mai ales prin post-tratarea chimică și mecanică a poluanților în instalația de evacuare.

O mențiune specială merită factorul combustibil, care și-a dovedit importanța în condițiile în care înăsprirea legislației antipoluare impune luarea în considerare a tuturor posibilităților de reducere a emisiilor, chiar și a celor care, la prima vedere, au un potențial de diminuare limitat, în comparație cu metodele clasice, active și pasive. Din aceste motive, acestui factor îi este dedicat un capitol special.

Metodele active de reducere rezultate vor fi prezentate pe scurt în cele ce urmează, în ordinea (și cu numerotarea) factorilor menționați anterior [41]:

1. Regimul funcțional. Datorită caracteristicilor de funcționare a motoarelor diesel într-o gamă largă de regimuri de sarcini și turații, optimizarea regimului funcțional este dificilă; se poate recomanda evitarea funcționării îndelungate în regim de mers în gol sau cu accelerări bruște. Pentru scăderea emisiilor poluante se determină caracteristicile emisiilor funcție de sarcină și turație care, corelate cu caracteristicile de consum de combustibil trasate în aceleași coordonate, stau la baza alegerii curbelor de utilizare a puterii; caracteristicile amintite sunt utilizate la elaborarea programelor de reglare automată a regimurilor de funcționare, la alegerea treptei de viteză, pentru delimitarea zonelor în care se interzice funcționarea motorului din considerente ecologice. Pentru reducerea emisiilor trebuie folosit un echipament de injecție comandat electronic, care asigură injectarea dozei optime de combustibil, funcție de sarcină și turație, evitând funcționarea motorului pe curbele de consum și emisii cu valori foarte mari.

2. Caracteristicile injecției. Au o influență importantă în procesul de limitare a emisiilor poluante. Avansul la injecție este o variabilă cu efecte contradictorii asupra NO_x și HC. Reducerea avansului sub valoarea optimă duce la scăderea NO_x și la creșterea HC. Această metodă este folosită în scopul reducerii NO_x , cu prețul creșterii celorlalți poluanți, asupra cărora se vor aplica metode pasive de reducere, adică pe traseul de evacuare, după ce au fost produse. Funcția de corelare a unghiului de avans la injecție se realizează tot prin sistemul de injecție cu comandă electronică.

Legea de injecție, care este determinată de cantitatea de combustibil injectată funcție de unghiul de rotație, influențează considerabil emisiile, dacă este corelată cu fazele arderii, faza inițială de ardere (în întârzierea la autoaprindere) generează o cantitate mare de HC, faza arderii rapide generează NO_x , datorită temperaturilor mari și a rezervelor de O_2 , iar faza arderii moderate generează o cantitate mare de CO.

Creșterea presiunii de injecție la valori în jur de 1500 bar, precum și folosirea unui pulverizator cu un număr mai mare de orificii, având diametrul mai mic, de o anumită lungime și orientare, au efecte considerabile de scădere a emisiilor de particule.

Micșorarea volumului sacului de sub acul injectorului reduce cantitatea de combustibil post-injectat, cu scăderea HC, a fumului și a particulelor.

3. Particularități constructive ale motorului. Organizarea mișcării aerului în camera de ardere, caracterizată prin raportul de vârtej, are o influență contradictorie asupra NO_x și a fracțiunii insolubile din compoziția particulelor de aceea trebuie făcut un compromis la alegerea valorii optime; există deja soluții de camere de ardere cu vârtej („swirl”) variabil [3].

Cantitatea mărită de gaze reziduale din cilindru duce la micșorarea cantității de aer proaspăt aspirat cu scăderea NO_x și creșterea fumului, gazele arse rămase în cilindru micșorează cantitatea de O_2 disponibilă, frânând reacțiile de formare a NO_x . Influența favorabilă a gazelor reziduale asupra reducerii NO_x a condus la metoda recirculării gazelor arse (EGR–Exhaust Gas Recirculation), care constă în reintroducerea unei fracțiuni din gazele arse în cilindru; creșterea gradului de recirculare este extrem de eficientă din punctul de vedere al reducerii NO_x , dar și al HC, ceea ce se explică prin faptul că o parte din HC din gazele arse nu se evacuează direct în atmosferă, ci se reintroduce în cilindru, astfel încât o parte din acestea vor arde în ciclul următor; utilizând EGR se micșorează cantitatea de aer din fluidul proaspăt din cilindru, apărând tendința de creștere a fumului și a duratei arderii, ceea ce duce la mărirea consumului de combustibil; aceste tendințe sunt mai puternice o dată cu mărirea sarcinii, astfel că EGR se dovedește o măsură foarte bună de reducere a NO_x și a HC, dar numai în condițiile corelării corespunzătoare a

EGR cu sarcina motorului și în limitele acceptabile ale creșterii consumului de combustibil .

Camerele de ardere divizate au nivelul global al emisiilor mai redus cu circa 10 % față de cel al camerelor de ardere unitare, dar consumul de combustibil este mai mare cu aproximativ 10 %. Forma camerei de ardere influențează semnificativ nivelul emisiilor, în special al particulelor. Se urmărește introducerea camerelor de ardere de tip re-entrant sau Quadram, care asigură o bună omogenizare a amestecului și se încearcă reducerea la minimum a spațiilor moarte din camera de ardere, la care nu ajunge frontul flăcării în perioada întârzierii la autoaprindere.

Schimbul termic intens din camera de ardere și pereții acesteia duc la scăderea temperaturii procesului de ardere cu scăderea emisiilor de CO, HC, PT și creșterea corespunzătoare a NO_x; fiindcă scăderea NO_x este mai greu de obținut, se poate apela la metoda izolării termice a camerei de ardere; prin această izolare, se reduce întârzierea la autoaprindere.

Supraalimentarea motoarelor are ca efect creșterea presiunii și temperaturii aerului la intrarea în motor, deci un regim termic mai ridicat; debitul de aer mai mare decât al motoarelor aspirate natural explică formarea amestecurilor mai sărace și, în consecință, emisiile de HC, CO și PT scad cu creșterea presiunii de supraalimentare; regimul termic ridicat duce la mărirea sau micșorarea NO_x (funcție de motor), care poate fi redus mulțumitor prin aplicarea răcirii intermediare a aerului de admisie [40].

Nivelul particulelor, mai precis al fracțiunii solubile organice (SOF), depinde în proporție de 70÷90 % de consumul de ulei al motorului. Scăderea SOF se poate obține fie prin limitarea consumului de ulei la regimuri tranzitorii, fie prin îmbunătățirea arderii uleiului care pătrunde în camera de ardere.

Fazele de distribuție influențează fenomenul de emisie a poluanților prin durata deschiderii simultane a supapelor în jurul punctului mort superior.

Factorii care influențează emisiile poluante au generat metode și tehnologii de reducere a emisiilor poluante, al căror efect este prezentat în tabelul 3.1, împreună cu aprecierea efectului asupra poluanților, consumului de combustibil, zgomotului, durabilității și costului suplimentar, exprimat în procente, din costul motorului de bază, datorat aplicării metodei respective, cu referiri speciale la motoarele de tracțiune rutieră care constituie o foarte frecventă aplicație.

Tabelul 3.1 evidențiază categoria metodelor active (1÷14) de reducere a emisiilor poluante, sintetizând, fără pretenția de a fi exhaustiv, eficiența tehnicilor descrise, prin aprecieri calitative [41].

4. Caracteristicile combustibilului. Aceasta influențează considerabil emisia de particule și într-o măsură mai mică și emisiile poluante gazoase.

Conținutul de sulf cauzează emisia de SO₂ și implicit a unui procent variind între 12 și 28% de particule (sau, după normele S.U.A. din 1994, până la 70%). De aceea, pentru reducerea emisiilor de particule, conținutul de sulf a trebuit să fie scăzut de la 0,5% la 0,2% în 1994 și apoi la 0,05% în 1996-1997[4]. Reducerea sulfului este necesară și pentru menținerea eficacității reactoarelor catalitice montate pe motoarele diesel.

Densitatea combustibilului trebuie menținută în limite strânse (0,82÷0,85) pentru a se evita modificarea debitului masic de combustibil.

Volatilitatea optimă a combustibilului evită formarea funinginei impregnate cu hidrocarburi grele, care sunt responsabile de coxarea injectoarelor.

Cifra cetanică influențează NO_x, HC și PT; pentru o scădere cu 1 unitate a CC, NO_x crește cu 1 %, iar HC și PT cresc cu 2÷4% pentru ciclul european cu 13 trepte și cu 10% la funcționarea la sarcini mici și motorul rece.

Tabelul 3.1

Nr crt	Efect asupra Tehnica	NO _x	HC	CO	PT	Consum de combustibil	Zgomot	Durabilitate	Supracost
1	Supraalimentare	-	+	+	+	+	+	-	+ 3 %
2	Răcire intermediară	++	-	+	+	++	0	+	+ 7 %
3	Întârzierea injectiei	++	-	-	-	--	++	0	/
4	Camera de ardere tip re-entrant	0	0	0	+	0	0	-	+ 1 %
5	Raport de compresie mărit	0	+	0	-	0	0	0	/
6	Izolație termică	--	++	+	+	0	0	--	
7	Raport de vârtej variabil	0	0	0	+	+	0	-	+ 7 %
8	Consum de ulei redus	0	0	0	+	0	0	-	/
9	Recircularea gazelor arse	++	+	0	+	+	0	-	+ 5%
10	Variator de avans mecanic	+	0	0	+	+	0	0	+ 3 %
11	Variator de avans electronic	++	+	0	+	++	0	0	+ 8 %
12	Sistem de injectie de presiune înaltă	0	0	0	++	+	-	0	+ 4 %
13	Sistem de injectie electronică	++	+	0	++	++	0	0	+15 %
14	Turbosuflanta cu geometrie variabilă	0	0	+	+	+	0	-	+8%

Legendă: 0 - fără influență ; ++ - foarte eficace ; + - eficace;
 - - - foarte dăunător ; - - dăunător .

Compoziția fracționată supravegheată, conținând sub 10% hidrocarburi aromatice, conduce la reducerea semnificativă a emisiilor, în special a particulelor.

Deși având o influență încă controversată, conținutul de hidrocarburi aromatice se pare că are o contribuție notabilă asupra emisiilor de particule .

Influența caracteristicilor combustibilului asupra emisiilor poluante este tratată în detaliu într-un capitol distinct al lucrării.

5. Starea tehnică a motorului. Aceasta influențează, într-o măsură semnificativă, poluanții emiși de motoare, în general emisii mărite apar datorită dereglărilor echipamentului de injecție, colmatării filtrelor de aer, ulei și combustibil, ca și uzurilor din cupla cinematică formată din piston–segmenti–cilindru. Studiul în regim de exploatare al emisiilor motoarelor diesel a dus la definirea unei categorii aparte de vehicule, foarte poluante (*gross polluters*) care, datorită stării tehnice defectuoase contribuie într-o măsură mult mai mare la emisia de poluanți (1% din cele mai poluante vehicule produce același nivel de poluare ca cel produs de 40% din vehiculele cel mai puțin poluante). Măsurări ale nivelului de poluare efectuate pe vehiculele cu motorizare diesel din România au condus la constatarea că 70% din vehiculele testate depășesc nivelurile admise (fum și CO), fapt datorat în mare măsură stării tehnice necorespunzătoare.

6. Natura aplicației și regimul de exploatare [45]. Sub acest titlu se încadrează o serie de factori, cum ar fi: nivelul de încărcare al motorului, tipul drumului, nivelul traficului precum și stilul de conducere al șoferului.

În general, când un motor funcționează în sarcină, emisiile de HC sunt mici, în timp ce emisiile de NO_x sunt înalte, datorită procesului de ardere eficient. Motorul poate lucra în sarcină când vehiculul este accelerat, urcă pante, merge cu viteze mari sau este încărcat.

La motoarele diesel apar emisii mari de HC la pornirea la rece (fumul alb) sau la mers în gol sau sarcini mici, când amestecarea defectuoasă a aerului cu combustibilul poate duce la ardere târzie sau incompletă. La sarcini mici emisiile de NO_x sunt foarte scăzute.

Formarea particulelor este un proces complex, având mai multe faze și de aceea este dificil de corelat cu condițiile de funcționare. Compoziția particulelor variază semnificativ cu condițiile de funcționare; când motorul lucrează la sarcini mari, fracțiunea de carbon (fum negru) este predominantă, în timp ce, la sarcini mici, fracțiunea cuprinzând hidrocarburi din combustibil și ulei nears este mai mare.

Tabelul 3.2 arată gama de valori ale emisiilor urbane măsurate funcție de tipul de vehicul. Se observă că emisiile cresc cu masa vehiculului, deci emisiile de PT și de NO_x, raportate la kilometru, sunt cele mai mici pentru autoturisme diesel și cele mai mari pentru autovehiculele grele; domeniul emisiilor autovehiculelor grele este foarte larg, în special pentru NO_x, mai ales datorită gamei atât de diverse de vehicule și de tipuri de motoare cuprinse în această categorie.

Tabelul 3.2

Emisii [g/km]	Autoturisme	Autoutilitare	Autovehiculele grele
PM	0,1÷0,8	0,4÷1,3	0,4÷2
NO _x	0,1÷2	0,1÷4	0,1÷40

Autoturisme. Figura 3.3 indică dependența emisiilor (PM și NO_x) de viteza autoturismului, dependență obținută din medierea măsurărilor asupra a trei autoturisme diesel (două cu injecție indirectă IDI și unul cu injecție directă DI). Emisiile de CO și HC sunt minime la viteze medii și maxime la vitezele extreme.

Autoutilitare. Deoarece există diferențe mari între tipurile de vehicule cuprinse în această categorie, există o dispersie mai mare a emisiilor, comparativ cu cele ale autoturismelor.

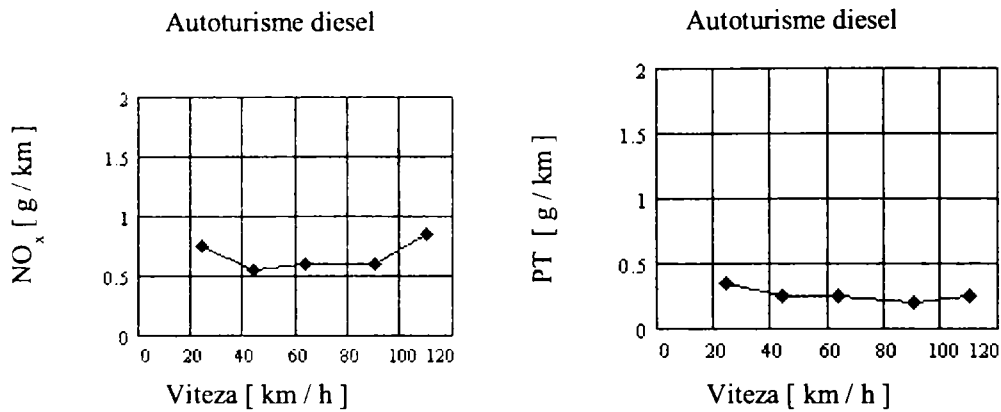


Fig. 3.3. Dependența emisiilor de viteza vehiculului

Autovehicule grele. Această categorie cuprinde autovehicule pentru transportul mărfurilor, având sarcina cuprinsă între 3,5 și 38 tone. Ele sunt echipate cu motoare cu aspirație naturală, cu motoare supraalimentate sau cu motoare cu răcire intermediară. În ultimul timp se constată tendința de utilizare cu prioritate a ultimelor două categorii. Vehiculele grele sunt folosite cu predilecție pentru curse lungi, în care viteza rămâne mult timp constantă.

Figura 3.4 prezintă dependența emisiilor (PT și NO_x) de viteză, dependență obținută prin medierea măsurărilor asupra a patru autoutilitare diesel cu aspirație naturală și cilindree în intervalul 2,0÷2,5 litri. Alura curbelor este similară cu cea de la autoturisme, dar valorile sunt mai mari

Figura 3.5 arată dependența emisiilor (PT și NO_x) de viteza vehiculului, în cazul unui camion de 17 tone, neîncărcat, având un motor diesel supraalimentat

Metoda de aspirație are efecte semnificative asupra emisiilor. Supraalimentarea oferă cel mai bun compromis între emisiile poluanților pentru un parc auto real, iar răcirea intermediară duce la creșterea, în medie, a NO_x și la scăderea PT.

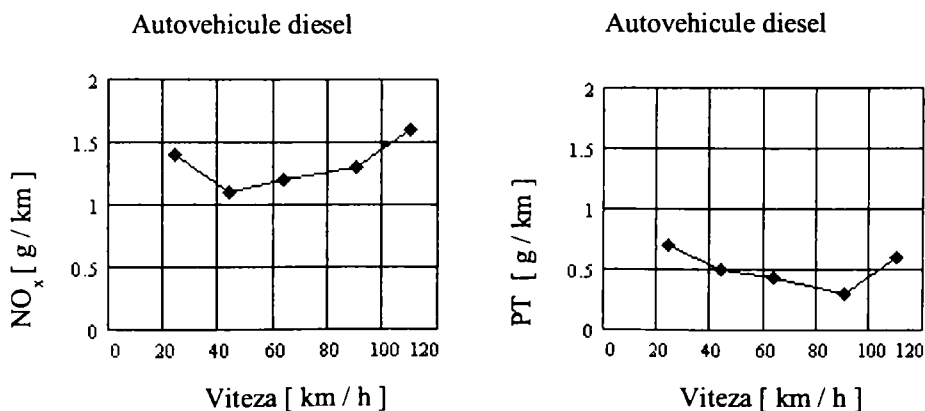


Fig. 3.4. Dependența emisiilor de viteza vehiculului

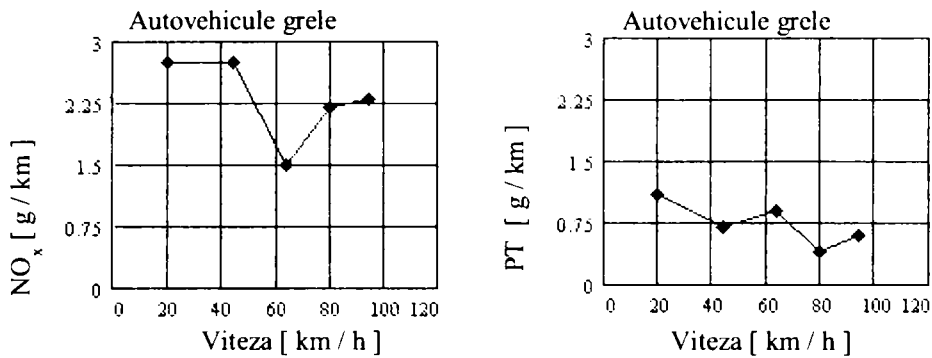


Fig. 3.5. Dependența emisiilor de viteza vehiculului.

Tabelul 3.3 prezintă variația mediei emisiilor funcție de metoda de aspirație; s-au considerat ca nivel de referință emisiile motorului supraalimentat.

Tabelul 3.3

Emisie relativă[%]	CO ₂	CO	NO _x	PT
Motoare supraalimentate	100	100	100	100
Motoare cu aspirație naturală:				
– valoare medie	115	165	135	160
– interval de valori	100÷120	75÷250	130÷140	140÷175
Motoare supraalimentate și cu răcire intermediară :				
– valoare medie	110	165	160	90
– interval de valori	95÷120	100÷250	100÷280	65÷110

Autocamioanele efectuează de obicei curse în stare încărcată, deși uneori circulă numai parțial încărcate sau goale. Emisiile se multiplică în general cu un factor cuprins între 1 și 2 atunci când autocamioanele circulă încărcate.

Autobuze. Funcționarea autobuzelor, în special în orașe, unde utilizarea lor este mai răspândită, este caracterizată de o accelerare, urmată de o scurtă cursă care poate fi sau nu de tipul pornit-oprit, funcție de nivelul de trafic, după care autobuzul se oprește în stația următoare. Acest tip de cursă impune funcționarea motorului la turații scăzute și accelerări mari.

De regulă, motoarele supraalimentate emit jumătate din PT ale motoarelor aspirate natural în ciclul european. Factorii de ponderare din acest ciclu reflectă modul de funcționare a autocamioanelor pe o autostradă, mod care este diferit de funcționarea autobuzelor în centrul orașului.

Așadar, se poate concluziona că nu se poate face o comparație relevantă între emisiile unui autobuz măsurate pe traseu și emisiile motorului autobuzului măsurate pe standul de probă conform ciclului european, care se dovedește a fi nerepresentativ pentru această utilizare.

În concluzie, factorii care influențează emisiile poluante sunt numeroși, depinzând atât de soluția constructiv-funcțională și de starea tehnică a motorului, cât și de tipul serviciului pe care îl desfășoară autovehiculul. Așa cum se poate deduce din teoria formării emisiilor poluante, metodele de reducere a emisiilor poluante au influențe multiple, uneori chiar contradictorii, asupra acestora; tehnicile menționate au influențe considerabile și asupra costurilor de producție și exploatare, asupra consumului de combustibil, zgomotului și durabilității motoarelor; pentru motoarele diesel, se vor aplica cu predilecție tehnicile de reducere a particulelor (incluzând fumul negru) și a NO_x , date fiind emisiile specifice acestui tip de motoare.

3.3. Metode pasive de reducere a emisiilor la m.a.c. cu catalizatori și filtre de particule

Emisiile din gazele de evacuare ale m.a.c. care sunt limitate prin norme legislative sunt monoxidul de carbon (CO), hidrocarburile (HC), oxizii de azot (NO_x) și particulele (PT sau PM). Această listă va fi curând completată și cu dioxidul de carbon (CO_2), limitare care impune scăderea consumului specific de combustibil.

Față de emisiile existente în gazele de evacuare ale m.a.s., gazele produse de m.a.c. cuprind un poluant definit prin metoda de măsurare, este vorba de particule diesel, poluant care urmărește determinarea emisiilor solide și lichide din gazele de evacuare printr-un procedeu de măsură mai riguros decât măsurarea opacității fumului.

Metodele de reducere a particulelor se împart în metode active, care urmăresc combaterea formării acestora prin optimizarea combustiei și metode pasive, care au ca scop reținerea și oxidarea particulelor după ce acestea s-au format în camera de ardere. În categoria metodelor pasive (post-tratarea gazelor arse) sunt cuprinse filtrele de particule și catalizatorii de oxidare diesel. Alegerea celei mai potrivite metode de post-tratament depinde de analiza compoziției particulelor din gazele arse, constatându-se că filtrele de particule sunt foarte eficiente în neutralizarea fracțiunii insolubile, iar filtrele cu catalizatori de oxidare în neutralizarea fracțiunii solubile.

Există o părere larg răspândită care afirmă că problema particulelor va fi în cele din urmă rezolvată printr-o serie de măsuri (metode active) care se vor aplica procesului de combustie, supraalimentării și răcirii intermediare a aerului de admisie, precum și măsuri care vor viza reducerea consumului de ulei și a sulfului din combustibil. Măsurile propuse sunt foarte atrăgătoare, dar ele nu satisfac exigențele temporale ale legislatorilor, astfel încât filtrele de particule par să dea un răspuns rapid la această problemă [41].

Metodele pasive de reducere a emisiilor m.a.c. sunt principial identice cu cele aplicate la m.a.s. pentru cazul poluanților CO și HC, dispozitivul utilizat fiind denumit filtru de oxidare sau *catalizator de oxidare*.

Folosirea catalizatorilor de oxidare la m.a.c. are ca scop reducerea substanțială a emisiilor de CO, HC, precum și a fracțiunii organice solubile a particulelor. Constructiv, catalizatorii de oxidare sunt fixați pe un suport, ansamblul fiind denumit convertor catalitic sau reactor catalitic, având aceleași particularități ca și catalizatorul trivalent, propriu m.a.s.

Concepția conform căreia scăderea NO_x poate fi realizată numai prin acțiunea asupra procesului de ardere se sprijinea pe trăsăturile specifice arderii în motoarele diesel, neputându-se aplica tratările catalitice ca și în cazul m.a.s.; la m.a.s., amestecul aer-combustibil omogen se situează într-o plajă îngustă în jurul raportului stoichiometric, iar gazele arse pot fi trecute prin convertorul catalitic

trivalent, fiind posibile, simultan, reacții de oxidare a CO și a HC, dar și de reducere a NO_x.

La m.a.c., arderea făcându-se într-un mediu cu exces mare de aer, nu pot avea loc reacțiile de reducere catalitică a NO_x, de aceea s-au preferat procedeele de prevenire a apariției NO_x cu prețul creșterii CO și HC, care au fost scăzute prin acțiunea catalizatorilor de oxidare.

Recent s-au dezvoltat metode pasive de tratare (after-treatment) a gazelor arse bazate pe reacții catalitice de reducere a NO_x; sistemele sunt denumite *sisteme de reducere a NO_x*.

Reducerea NO_x prin metode active este considerată a fi o operație dificilă, care antrenează modificări importante în procesul de combustie. În cadrul eforturilor de scădere a NO_x trebuie să se țină seama de cele trei compromisuri pe care acest poluant le generează:

- compromisul NO_x - consum de combustibil;
- compromisul NO_x - CO₂;
- compromisul NO_x - particule.

Explicația acestor compromisuri se poate da prin considerarea celor doi factori care influențează arderea: temperatura camerei de ardere și concentrația locală de O₂.

Creșterea temperaturii în camera de ardere echivalează cu creșterea temperaturii sursei calde, conform celui de-al doilea principiu al termodinamicii și implicit a randamentului termodinamic, pentru un proces considerat ideal; din punct de vedere calitativ, creșterea temperaturii în camera de ardere duce la scăderea consumului de combustibil și a CO₂, favorizând producerea reacțiilor de formare a NO_x.

Datorită caracteristicilor procesului de combustie și a compoziției gazelor de evacuare ale motoarelor diesel, scăderea NO_x prin metode pasive a fost mult timp considerată inabordabilă, dar în ultimul timp succesele înregistrate în chimia catalizatorilor au condus la tratarea catalitică a NO_x din gazele de evacuare în instalații specializate, mai ales pentru situațiile în care rezultatele aplicării metodelor active nu sunt mulțumitoare.

Dezvoltarea tehnicilor catalitice au dus la punerea la punct a unor metode de tratare catalitică pentru reducerea NO_x din gazele de evacuare ale motoarelor diesel. Metodele de reducere s-au împărțit în reducere catalitică neselectivă, NSCR („Non-Selective Catalytic Reduction”) și reducerea catalitică selectivă, SCR („Selective Catalytic Reduction”).

Pentru scăderea particulelor se folosesc dispozitive create special pentru atingerea acestui scop, care se numesc *filtre de particule*.

Sistemele subliniate sunt principalele dispozitive concepute pentru limitarea emisiilor din gazele evacuate de motoarele diesel și sunt prezentate în detaliu în capitolele următoare.

Tabelul 3.4 descrie efectele aplicării acestor dispozitive în ceea ce privește reducerea emisiilor, a consumului de combustibil, a durabilității și a costului suplimentar al motorului [41]. Fără a fi cuprins în referința citată, sistemele de reducere a NO_x, așa cum arată și denumirea lor, au efecte semnificative de scădere și reduc eficient NO_x, uneori cu prețul creșterii emisiei de particule și într-o măsură mult mai mică a creșterii consumului de combustibil. Costul suplimentar este comparabil cu cel al catalizatorilor de oxidare.

Tabelul 3.4.

	NO _x	HC	CO	PT	Consum de combustibil	Durabilitate	Supracost
Catalizator de oxidare	0	++	++	0	0	0	50%
Filtru de particule	0	0	0	+	0	0	100%

Legendă: 0 – fără influență; ++ - foarte eficace; + - eficace

Deși efectele reducătoare sunt considerabile, există o serie de rețineri în ceea ce privește aplicarea tehnicilor pasive provocate de prețul lor mare; pe de altă parte, producătorii de motoare consideră că nu s-a epuizat încă în totalitate potențialul reducător al metodelor active. Totuși se constată că, gradat, pătrund și tehnicile pasive, în special pentru aplicațiile rutiere urbane.

O mențiune specială trebuie făcută asupra problemei reducerii simultane a NO_x și a particulelor, pentru a se respecta valorile impuse de legislație, reducere care implică acceptarea unui compromis, dat fiind faptul că metodele de scădere a unuia din acești poluanți duc la creșterea celuilalt. În planul metodelor pasive acest lucru impune ca inginerul proiectant să aleagă între aplicarea metodelor pasive de post-tratare a NO_x sau a particulelor. Totuși, o dată cu aspirarea regulamentelor, este probabil ca să se folosească o combinație a celor două metode. Fără o asemenea combinație este puțin probabil ca motoarele diesel să respecte standardele americane ale anului 2004.

O trecere în revistă a metodelor pasive aplicate m.a.c. din S.U.A. este realizată de specialiștii firmei „Johnson Matthey”, firmă specializată în tratamente catalitice [23]. Sunt semnalate, la nivelul producției americane, principalele tendințe ale dezvoltării sistemelor pasive:

- Controlul particulelor se realizează prin filtre montate în instalația de evacuare, cele mai răspândite fiind filtrele ceramice care rețin 80 % din particulele din gazele arse; acestea trebuie regenerare frecvent la circa 800 km prin diverse modalități de regenerare, prin care particulele sunt arse, fie prin încălzire electrică, fie în arzătoare; aceste sisteme de regenerare s-au dovedit nefiabile și scumpe.

- Metodele de control catalitic a particulelor folosesc regenerarea catalitică; un catalizator cu platină montat în amontele filtrului generează NO₂, iar apoi particulele din filtru sunt arse. Sistemul s-a dovedit fiabil pe 4000 de vehicule de pe piața europeană. Un dezavantaj al sistemului este producerea de sulfați. În S.U.A. sistemul nu s-a utilizat, din cauza lipsei combustibilului cu conținut de sulf mic.

- Controlul NO_x, este dificil la m.a.c., din cauza lipsei agentului reducător care să transforme NO în N₂. Catalizatorii cunoscuți de reducere a NO au o viteză de reacție prea mică pentru condițiile specifice m.a.c..

- Sistemele cunoscute sub denumirea de NO_x sunt sisteme active, în care o cantitate mică de combustibil este injectată în evacuare asigurând agentul reducător necesar catalizatorului. S-au dezvoltat două tipuri de catalizatori: un catalizator de temperaturi joase pe bază de platină și un catalizator de temperaturi înalte pe bază de metale, de obicei cu cupru. Acești catalizatori sunt capabili să înlăture NO_x dintr-o gamă îngustă de temperatură, valorile maxime ale reducerii fiind de 40%. Catalizatorii cuprind adeseori zeoliți, care stochează HC la temperaturi joase și îi eliberează la temperaturi înalte, pentru reducerea NO_x.

- Sistemele SCR reduc NO_x de la motoarele staționare, prin injecție de amoniac; pentru sistemele mobile folosirea amoniacului este considerată nepractică, de aceea s-a înlocuit amoniacul cu ureea; cu uree, eficiența obținută a fost de 80% într-un interval larg de temperatură.

- Filtrul de reținere a NO_x folosește un proces nou de înlăturare a NO_x din gazele arse; mai întâi, NO este transformat în NO_2 și apoi stocat. Urmează apoi reducerea, care este inițiată prin introducerea unui amestec bogat, care înlătură NO_2 stocat. Catalizatorii folosiți sunt platina, pentru trecerea NO în NO_2 , iar pentru stocarea NO_2 oxizii alcalino-pământoși. Acești catalizatori au fost dezvoltați „cu succes” pe motoarele cu injecție de benzină, urmând ca după rezolvarea unor probleme de calibrare să fie folosiți și pentru m.a.c.

- Reducerea catalitică a NO_x cu ajutorul plasmelor; plasma generează electroni de energie înaltă care activează unele substanțe reducătoare din gazele arse; circa 80% din NO este redus în condiții de laborator.

- Conținutul de sulf ridicat din combustibil este un dezavantaj important în folosirea tratamentelor catalitice. În catalizator, SO_2 se transformă în SO_3 care formează acid sulfuric în combinație cu apa. Acesta se eliberează în atmosferă sub forma unei cețe de particule. De aceea, sistemele catalitice trebuie să evite formarea acidului sulfuric prin micșorarea conținutului de sulf din combustibil.

În concluzie, sistemele pasive au un câmp larg de dezvoltare în condițiile asprii prevederilor legislative antipoluare; pe măsură ce tehnicile active sunt epuizate, tehnicile pasive se perfecționează și pot contribui cu procente de reducere a poluanților foarte mari.

Prezentarea catalizatorilor și a filtrelor de particule, inclusiv problemele regenerării acestora pot fi consultate în lucrări mai extinse cum este [41].

Capitolul 4

INSTALAȚII ȘI METODE DE MĂSURARE A POLUANȚILOR EMIȘI DE MOTOARELE CU ARDERE INTERNĂ

4.1. Instalații de măsurare a poluanților gazoși

Există mai multe posibilități de conectare a aparatelor descrise, pentru măsurarea simultană a CO, NO_x și HC emise de un motor. Schema tipică este reprezentată în fig. 4.1.

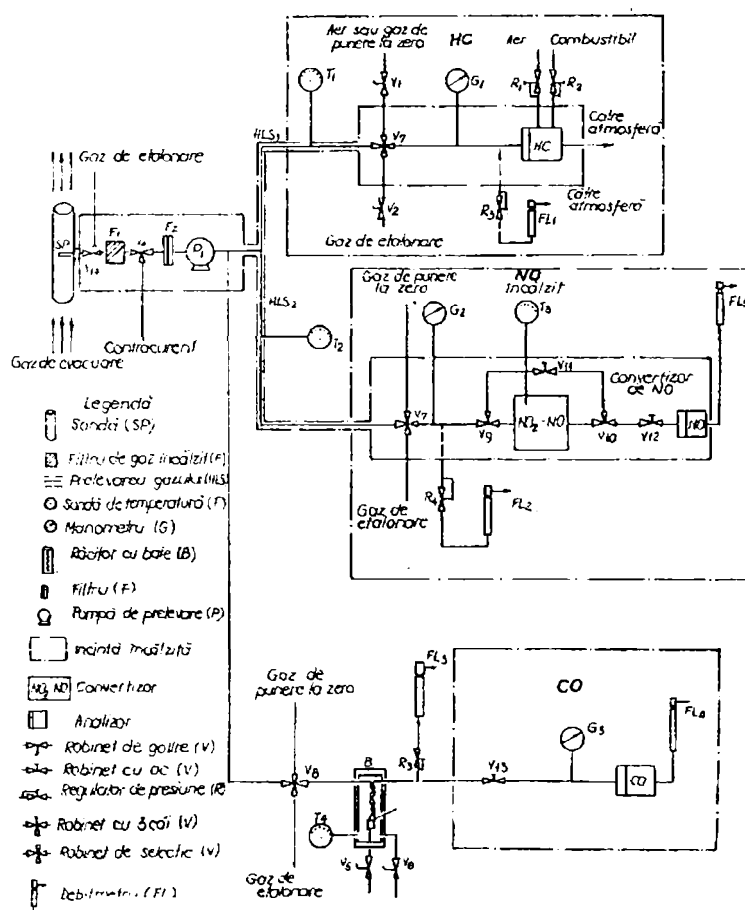


Fig. 4.1. Schema instalației de măsură a poluanților gazoși

Performanțele instalației depind foarte mult de tipul analizorului folosit, în special de caracteristicile sale de curgere. Analizoarele HFID și HCLA necesită un sistem de încălzire a probei, în timp ce analizoarele NDIR necesită un sistem de răcire. Înaintea construirii unei asemenea instalații de măsură trebuie consultați producătorii de analizoare. Este mai bine, dar mult mai costisitor, să se achiziționeze un sistem profesional de măsurare a emisiilor gazoase.

Corectitudinea măsurătorii poate fi afectată de mai multe cauze: scăpări de aer, curgeri inverse în conductele de evacuare, probe prea fierbinți care duc la pierderi prin oxidare sau probe prea reci care produc condensări, de aceea este foarte important să se urmeze cu exactitate instrucțiunile de măsurare.

4.2. Instalații de măsurare a particulelor

Măsurarea particulelor se face prin metoda gravimetrică. Determinarea particulelor necesită un sistem de diluție capabil să mențină gazele diluate de evacuare sub 52°C și să evite condensarea apei, un sistem de prelevare a particulelor cu filtre speciale și o microbalanță care trebuie plasată într-o cameră cu atmosferă controlată. Diluarea se poate efectua printr-un sistem principal sau printr-un sistem în derivație.

Cele două sisteme de diluție și prelevare diferite - sistemul de diluție în circuitul principal și sistemul de diluție în derivație sunt reprezentate în fig. 4.2 și respectiv în fig. 4.3.

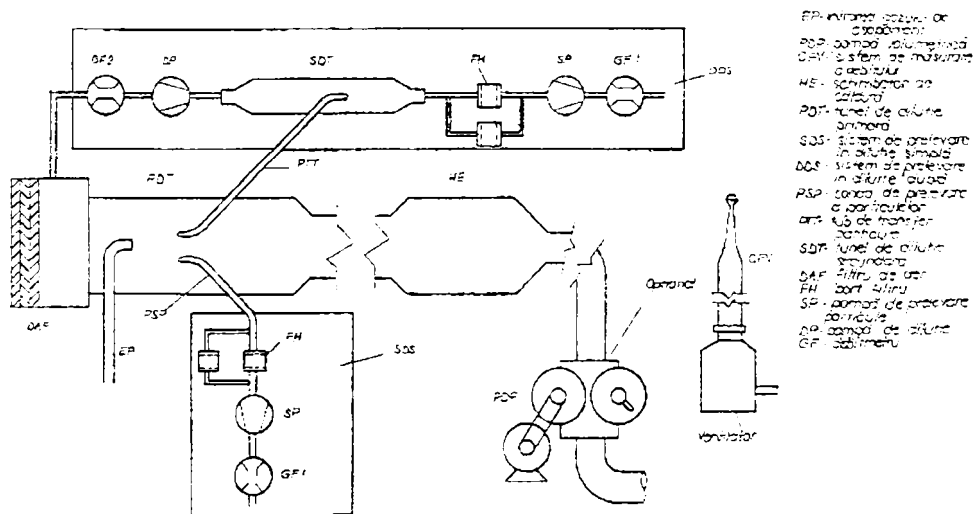


Fig.4.2. Sistem de diluție în circuitul principal

Instalația descrisă în fig. 4.2 folosește prelevarea la volum constant (CVS - Constant Volume Sampling). Se măsoară volumul total de amestec gaze arse-aer și se prelevează o probă pentru analiză. Masa emisiilor de particule este apoi calculată cunoscând masa particulelor prelevate, debitul prelevat și debitul total de amestec.

Filtrele pentru reținerea particulelor sunt filtre din fibre de sticlă acoperită cu fluorcarbon sau teflon sau filtre tip membrană pe bază de fluorcarbon; ele sunt de

obicei două, dispuse în serie, la distanță maximă de 100 mm. Microbalanța utilizată trebuie să aibă o precizie de 2%, iar domeniul de măsurare este 0÷5 mg.

Camera cu atmosferă controlată este necesară pentru evitarea erorilor de cântărire, de aceea temperatura se menține în intervalul 20÷30° C, iar umiditatea între 35 și 55%. Toate piesele sistemului de diluție și prelevare care sunt în contact cu gazele arse diluate și nediluate trebuie să minimalizeze depunerea și alterarea particulelor (conduțe din oțel inoxidabil) și să evite efectele electrostatice (legare la pământ).

Instalația descrisă în fig. 4.3 se bazează pe diluarea numai a unei părți din gazele de eșapament, iar emisia de particule se determină cu masa particulelor prelevate pe filtre, raportul de diluție, debitul eșantionat și debitul total de gaze arse.

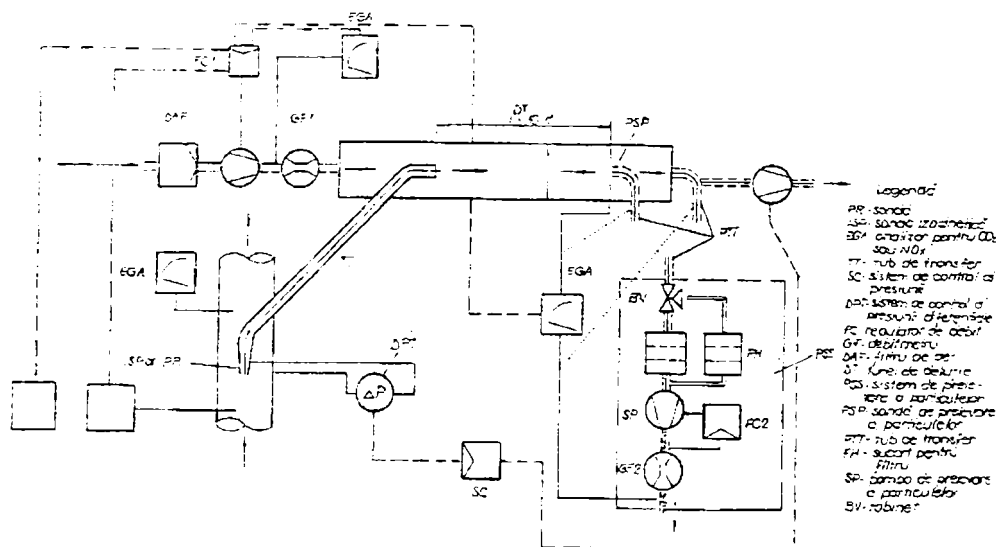


Fig. 4.3. Sistem de diluție în derivație

4.3. Elemente privind determinarea experimentală a poluanților și a mirosului gazelor de eșapament

4.3.1. Inventarierea metodelor de măsurare a noxelor

Cercetarea genezei poluanților și a eficienței mijloacelor de combatere a acestora impun identificarea naturii și a concentrației substanțelor poluante prin metode și cu echipamente cât mai performante de măsurare. Acestea trebuie să satisfacă o serie de cerințe distincte cum ar fi: timpul de răspuns redus, mai ales pentru măsurările continue, costurile legate de încercare și materialele consumabile să fie cât mai mici, fiabilitatea și precizia cât mai mari.

Întrucât metodele de investigație se aplică unei probe prelevate din gazele de evacuare, aceasta nu trebuie să sufere modificări în perioada deplasării în sistemul de prelevare sau în perioada de conservare (adsorbție-desorbție la perete, condensare, reacții chimice între componenți etc.).

Metodele de analiză aplicate pentru a determina componentele gazelor de evacuare nelimitate prin norme nu sunt, nici ele și nici metodele de prelevare a probelor, reglementate de astfel de norme. În același timp, deși pentru prelevarea probelor se pot utiliza, în parte metodele unice aplicate componentelor limitate prin norme, la înregistrarea analitică se pot aplica metode unice pentru ambele grupe de substanțe. Aceasta se justifică, în principal, prin două cauze: pe de-o parte, sensibilitatea aparatelor de măsură aplicabile componentelor gazelor de evacuare limitate prin norme nu corespunde cerințelor efectuării cercetărilor componentelor care nu sunt limitate prin norme, componente a căror concentrație este de multe ori mai redusă iar, pe de altă parte, selectivitatea aparatelor existente este insuficientă.

De aceea, a fost necesară elaborarea unor tehnici de înregistrare de înaltă sensibilitate, precum și a unor metodici de prelucrare prealabilă a probelor pentru separarea dorită a substanțelor necesare. Această combinație dintre prelevarea selectivă a probelor, dirijată în totalitate spre separarea și detectarea specială a substanțelor, a căpătat denumirea de microanaliză.

Metodele de microanaliză se bazează, în principal, pe principii fizice sau fizico-chimice de măsurare. Printre acestea sunt, de exemplu, metode cunoscute precum :

- spectrometria masică;
- cromatografia;
- gravimetria;
- termo-gravimetria;
- combinații ale cromatografiei cu spectrometria masică.

Metodele clasice, pur chimice, de analiză nu se pot aplica, în majoritatea cazurilor, unor serii mari de măsurători, datorită timpului îndelungat de lucru și a costurilor mari implicate. De aceea, unde a fost posibil, ele s-au înlocuit cu metode moderne, în mare măsură automatizate.

Metodele utilizate pentru prelevarea probelor și metodele de analiză pentru diferitele componente ale gazelor de evacuare sunt prezentate în tabelul 4.1.

În esență, metodele pentru măsurarea noxelor apelează la:

- a.) În cazul hidrocarburilor:
 - spectroscopia în infraroșu;
 - cromatografia cu gaze;
 - spectroscopia de masă.
- b.) În cazul oxidului de carbon:
 - absorbția în infraroșu;
 - oxidarea catalitică;
 - spectroscopia în infraroșu.
- c.) În cazul oxizilor de azot:
 - spectroscopia în infraroșu;
 - spectroscopia în ultraviolet;
 - spectroscopia de masă;
 - metode de chemiluminiscentă;
 - metode colorimetrice.
- d) În cazul fumului și al particulelor (compuse în principal din funingine și hidrocarburi absorbite sau condensate la motoarele diesel):
 - gravimetria și termogravimetria (aplicate și pentru stabilirea fracțiunilor organice ce compun particulele);
 - fotometria (bazată pe măsurarea valorii absolute a absorbției luminii servind la determinarea concentrației unui component dintr-un amestec).

Tabelul 4.1.

Componentele	Metodele de prelevare a probelor *	Metodele de analiză **
Masa totală a particulelor	Filtararea	Gravimetria
Totalitatea cianurilor	Absorbția	Fotometria
Amoniacul	Absorbția	Fotometria
Dioxidul de sulf	Absorbția	Titrarea
Sulfații	Filtararea	Fotometria
Hidrogenul sulfurat	Absorbția	Fotometria
Totalitatea aldehydelor	Absorbția	Absorbția
Aldehyde separate și cetone	Absorbția	HPLC
Totalitatea fenolilor	Absorbția	Fotometria
Hidrocarburi separate	Sac colector	GC/FID
Hidrocarburi aromatice	Filtararea, filtrarea cu absorbție	DSC/HPCC,GC/FID,GC/MC
Combinății organice care se leagă de particule	Filtararea	Extracție, termogravimetrie
Compoziția elementară a particulelor	Filtararea	Analiza elementară, amortizarea atomică și spectroscopia Röntgeno-fluorescentă

* Prelevarea probelor se face din gazele de evacuare diluate, exceptând analiza hidrocarburilor aromatice policiclice pentru care prelevarea probelor se face direct din curentul de gaze de evacuare nediluate.

** DSC - cromatografia straturilor subțiri;
HPLC - cromatografie lichidă de înaltă sensibilitate;
GC/FID - cromatografie cu detector de ionizare a flăcării;
GC/MC - cromatografie cu spectrometrie de masă.

Este de reținut că măsurarea particulelor implică o procedură complicată cu aparatură costisitoare, care presupune : diluarea gazelor de evacuare sau a unei părți a acestora, măsurarea exactă a raportului de diluție, cântărirea filtrelor înainte și după eșantionare într-o atmosferă controlată, cunoașterea exactă a debitului de gaze diluate care trec prin filtru în perioada eșantionării.

Această tehnică este obligatorie astăzi la abilitarea unor motoare noi sau de concepție modernizată, pentru inspecțiile periodice obligatorii fiind acceptate metode mai simple, expeditiv și ieftine, care apelează la măsurarea indicelui de fum cu ajutorul fummetrelor, cele mai obișnuite fiind :

- fummetrul Bosch, cu scală de la 0 la 10, la care se evaluează gradul de înnegrire a hârtiei de filtru de tip Whatman 4, de 8 cm², prin care este trecută o probă de gaz de 330 cm³.

Gradul de înnegrire al filtrului este măsurat de o celulă fotoelectrică ce primește lumina reflectată de suprafața filtrului (reflectrometru):

- fummetrul Hartridge care exploatează gradul de extincție al luminii, pe o scală de la 0 la 100. Lumina emisă de o sursă cu filament de tungsten ajunge la o

celulă fotoelectrică, după ce trece printr-o coloană lungă de 457 mm în care se găsește gazul de analizat. Sursa de lumină și celula sunt clasate pe brațe ce pot pivota, astfel că pot fi aliniate cu o coloană de lungime egală plină cu aer curat, printr-un control. Originea scalei aparatului corespunde situației când lumina trece prin aer curat, iar dimensiunea 100, obturării complete a luminii.

- alte instrumente de firmă, necomercializate.



Fig. 4.3

Instituții consacrate în domeniul investigării de motoare diesel și de aparatură destinată acestui scop cum sunt MIRA (Societatea Britanică pentru Cercetări în Industria de automobile) și AVL (Institutul Austriac de Cercetări a motoarelor) au obținut rezultate foarte bune în stabilirea legăturii între cifrele de fum și concentrația de funingine măsurată în gazele de evacuare nediluate, mai exact în stabilirea corelațiilor fum-funingine la estimarea emisiei masice de particule [2]. De menționat că în cazul metodei MIRA se operează cu unitați Hartridge (HSU) legate de coeficientul de absorbție cu lumini K_M în $[m^{-1}]$ prin relația:

$$HSU [\%] = 1 - e^{-0,43 K_M} \quad (4.1)$$

În fig. 4.3 este prezentat aparatul de service – cercetare Mega Compas GM3 – Gutmann.

4.3.2 Evaluarea mirosului gazelor de eşapament

Mirosul produs de gazele de evacuare ale motoarelor cu ardere internă reprezintă un alt neajuns, cauzând neplăcere respiratorie, senzație de disconfort, iar în cazul concentrațiilor mari, iritații ale mucoasei nazale și senzație de sufocare.

La m.a.s. mirosul gazelor arse de evacuare este supărător, mai ales la pornire, când se elimină combustibil nears. La m.a.c. mirosul gazelor de evacuare este mai puternic decât la m.a.s.. Acesta este dat de o serie de compuși de oxidare parțială a motorinei, de compuși oxigenați, din grupa aldehidelor, fenolilor și substanțelor aromatice ca și de compușii pe bază de sulf.

O serie de cercetări arată că intensitatea mirosurilor emise de gazele motoarelor diesel crește cu sarcina, descrește prin îmbunătățirea sistemului de injecție și nu variază semnificativ cu turația motorului. Aplicarea catalizatorilor de oxidare conduce la reducerea intensității mirosului și a compușilor oxigenați.

Evaluarea mirosurilor este o problemă dificilă, deoarece implică aprecierea prin metode senzoriale, metode cu grad ridicat de subiectivitate. Studiul mirosurilor se realizează cu jurii de specialiști, antrenați în acest scop. Aceștia miros probe de gaz de evacuare, diluat cu aer în diferite proporții, sub și peste pragul de detectabilitate al mirosului uman. Se determină astfel concentrațiile de gaz care sunt supărătoare prin intermediul relației de proporționalitate dintre intensitatea mirosului și logaritmul zecimal din concentrația minimă sesizată de juriu [41].

O altă metodă, mai puțin artificială și mai ușor de pus în practică, folosește diluția naturală a gazelor evacuate cu aerul. În interiorul unui hangar funcționează un motor, la diferite distanțe de acesta, fiind plasați evaluatori care apreciază distanța până la care mirosul este sesizat.

Ambele metode sunt subiective, apreciind numai intensitatea mirosurilor. O abordare care evaluează și calitatea mirosurilor utilizând o scară absolută de referință este metoda Turk, în care un juriu antrenat format din 12 specialiști apreciază intensitatea și calitatea mirosului gazelor de evacuare (patru calități : afumat-ars, aromatic, caustic și uleios), prin compararea acestora cu cele emise de o trusă etalon. Trusa Turk cuprinde două seturi de materiale, unul pentru evaluarea intensității globale a mirosului, iar celălalt pentru evaluarea mirosului pe cele patru calități de mirosuri. Gazele de analizat sunt diluate cu aer în proporția de 1: 200, fiind apoi supuse mirosirii de către experți.

Alte încercări de apreciere obiectivă a mirosului gazelor de evacuare au urmărit aprecierea gustului apei prin care au trecut gazele de evacuare, dar mai științific se dovedește a fi corelarea mirosului cu prezența unor substanțe puternic mirositoare aflate în cantități foarte mici și detectate prin cromatografie și spectrografie de masă. Pragul de sensibilitate al aparatelor este de 10^{-9} , iar cel al mirosului uman este de $10^{-18} \div 10^{-21}$, ceea ce înseamnă că natura nu a fost încă depășită de om.

4.4. Controlul electronic al injecției de combustibil pentru un motor diesel curat

4.4.1. Considerații generale

Emisiile poluante de la motoare diesel au fost sever limitate în întreaga lume. Câteva noi sisteme de injecție, vor înlocui sistemele convenționale. Japonezul Toshihiki Mori, prezintă sistemul de injecție cu acumulare de ECD-U2 care se

bazează pe un nou concept, care prezintă o largă libertate de control fără diminuarea performanțelor motorului de bază. Reglarea emisiilor pentru motoarele cu ardere internă, motoare diesel în particular, se face din ce în ce mai sever cu fiecare an care trece. În fața acestei realități, reducerea emisiilor fără deteriorarea performanțelor de bază (putere, zgomot, consum de combustibil) este o problemă importantă.

Sistemul de injecție de combustibil (FIS) în general, trebuie să satisfacă următoarele cerințe:

- capacitatea de presiune mare;
- controlul presiunii de injecție;
- controlul flexibil al perioadei de injecție;
- controlul ritmului de injecție;

Creșterea presiunii de injecție în general, contribuie la scăderea mărimii picăturii de combustibil și conduce la îmbunătățirea rezultatelor combustiei în reducerea emisiilor poluante. Reducerea mărimii picăturii de combustibil saturate la 100 MPa în timp ce aerul de admisie crește până la 120 MPa, maximumul presiunii de injecție 120 MPa care este cerută.

Presiunea de injecție a unei pompe cu șocuri care comprimă și injectează combustibilul în mod sincronizat, cu viteza motorului, este dependentă de viteza motorului și o presiune de injecție suficientă nu poate fi obținută într-o viteză inferioară.

Optimizarea timpului de injecție este de asemenea importantă, pentru controlul NO_x și simulat al particulelor. Este remarcabil controlul flexibilității timpului de injecție care consideră împreună atât viteza motorului cât și sarcina acestuia fig. 4.4.

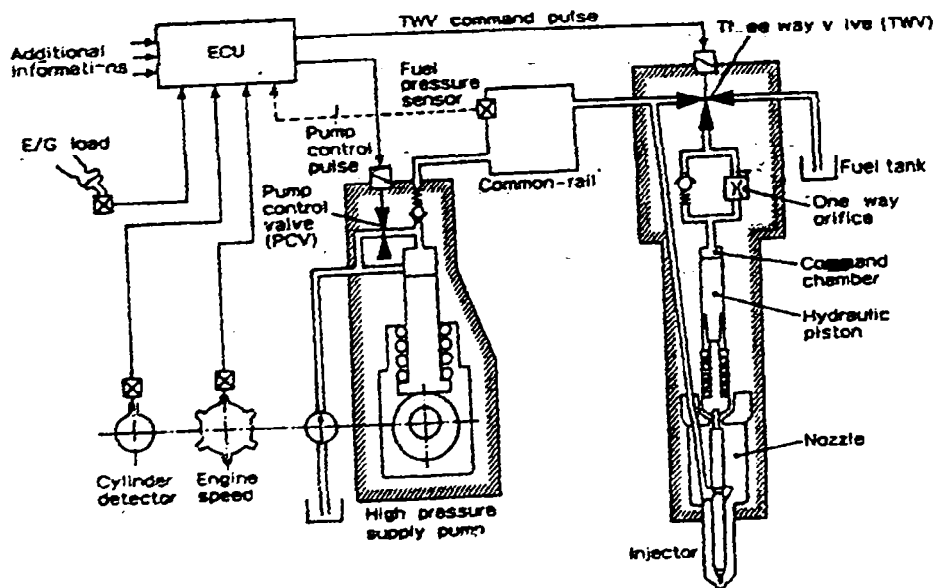


Fig. 4.4 Diagrama schematică a sistemului ECD-U2

Creșterea vitezei de injecție este direct proporțională cu creșterea presiunii, dar întârzierea la aprindere nu poate fi redusă dincolo de un nivel de siguranță. Pentru acest motiv, presiunea de injecție crescută are drept rezultat combustibil mai mult înainte de inițierea aprinderii, provoacă eventual creșterea NO_x și a zgomotului. Acordarea lor este necesară pentru reducerea ritmului inițial de injecție (reducerea combustibilului înainte de aprindere). O întrerupere rapidă a injecției este importantă pentru reducerea fumului și a consumului de combustibil – fig. 4.5.

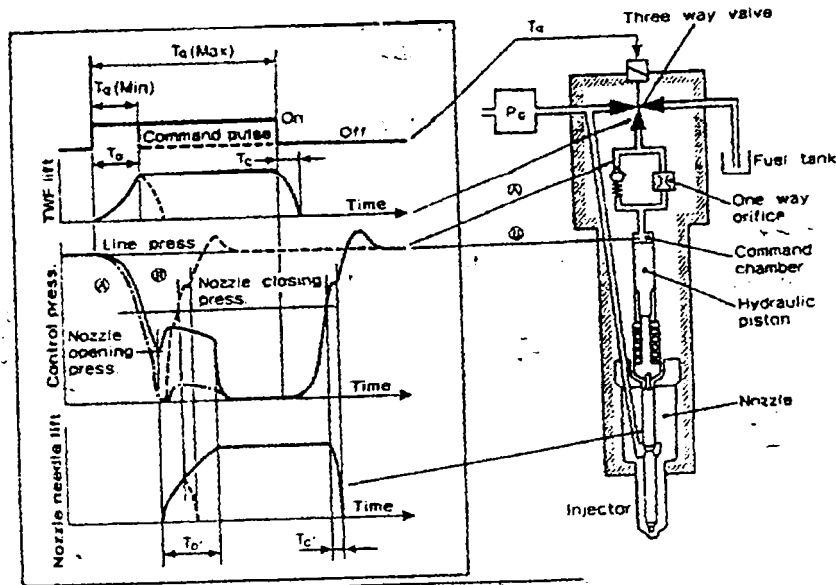


Fig. 4.5

4.4.2. Schema sistemului

S-a adaptat sistemul de injecție acumulator ECD-U2 pentru a satisface aproape toate solicitările pentru sistemele de injecție.

Sistemul cuprinde o pompă de alimentare de înaltă presiune, o cale comună, injectoare, unitate de control și comandă ECU și senzori – fig. 4.4

În calea comună, presiunea este constantă și controlată la o valoare solicitată de motor prin reglarea combustibilului furnizat de la pompa de alimentare de înaltă presiune cu supapă de control (PVC).

Calea comună de presiune constantă este controlată prin senzori instalați în calea comună. Controlul feed back al presiunii este utilizat atunci când presiunea din calea comună detectată coincide cu valoarea optimă aflată în acord cu viteza și sarcina motorului.

Calea comună de presiune comunică cu camera de presiune a gurii injectorului și camera de comandă a pistonului hydraulic aflat în contact direct cu acul injectorului. Cantitatea de combustibil injectată și durata injecției este controlată de gura acului injectorului care este deschis sau închis prin pistonul hydraulic. Gura acului, în rotație este controlată prin presiune în camera de comandă care este rotită înspre și în afara supapei cu 3 căi. (TWV).

Combustibilul cu înaltă presiune din camera de comandă, iese spre supapa cu 3 căi, când este activată. Gura acului se ridică datorită înaltei presiuni prezente în camera de presiune a gurii injectorului și injecția pornește. Când supapa cu 3 căi (TWV) este

eliberată (nu are energie) înalta presiune este aplicată (condusă) în camera de comandă pentru coborârea gurii injectorului și injectia se oprește.

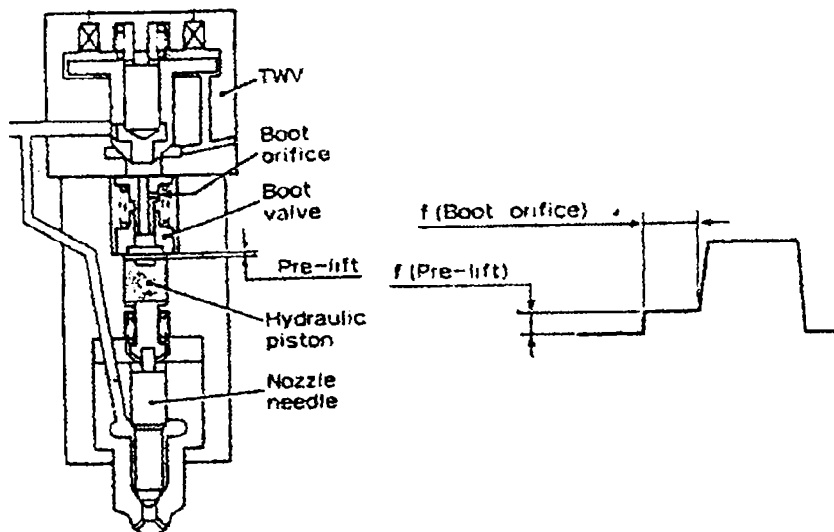


Fig. 4.6

În acest caz, timpul de injecție este controlat electronic prin timpul în care este activată supapa cu 3 căi și cantitatea injectată prin durata cât este activată. Alt delta, în formă de gheață sau pilot controlează ritmul injecției fiind selectabil prin controlarea presiunii din camera de comandă – fig. 4.6.

4.4.3. Controlul presiunii de injecție

Presiunea de injecție sau presiunea din calea comună este controlată prin modificarea cantității descărcate din pompa de alimentare cu înaltă presiune cu răspuns de feed back, semnal primit de la senzorii de presiune.

Compensarea feed back este obținută din diferența dintre presiunea în sarcină și actuala cale comună de presiune semnalată prin senzorul de presiune. Apoi valoarea de comandă este obținută la compensarea feed back și mărirea timpului de bază de activare. În cele din urmă, pulsațiile ies spre supapa de control a pompei (PVC), după timpul scurs care începe cu semnale detectate din cilindru care sunt contorizate standard.

Un algoritm de control diferit este utilizat la pornirea motorului din cauza că presiunea care trebuie utilizată ca bază a sistemului de operare, trebuie generată într-un timp foarte scurt. Algoritmul este folosit pe perioada când semnalele de bază din cilindru nu sunt detectabile din cauza unei viteze foarte mici. În timpul acestei perioade, alimentarea combustibilului de la pompa de alimentare de înaltă presiune atinge nivelul cel mai înalt corespunzător vitezei motorului.

Timpul de alimentare cu combustibil de la pompa de alimentare de înaltă presiune este sincronizat cu injecția și nu este peste sau dedesubtul consumului ori alimentării iar calea comună de presiune este stabilizată.

4.4.4. Pompa de alimentare

Funcțiile pompei de alimentare de înaltă presiune sunt generarea presiunii în calea comună și controlul alimentării. Supapa de control a pompei este deschisă în timp ce pistonul coboară, și presiunea joasă este alimentată din galeria de combustibil în pompa de alimentare de înaltă presiune spre camera pistonului prin supapa de control a pompei.

Atunci când pistonul se ridică, combustibilul este refulat înapoi în galeria de combustibil fără creșterea de presiune prin supapa de control a pompei (PVC), dacă aceasta este deschisă. Când PVC este în perioada închisă cu solicitarea distribuitorului, calea de întoarcere este închisă, presiunea în camera pistonului crește. Combustibilul este alimentat în calea comună prin supapa uni-sens.

Cu alte cuvinte, combustibilul echivalent pentru ridicarea pistonului după închiderea supapei de control al pompei PVC, este distribuitorul. Distribuitorul și această cale comună de presiune este controlat prin reglarea supapei de control al pompei PVC, activată de timpul de pornire. Calea comună de presiune de 100 MPa, poate fi echipată pentru o viteză a motorului chiar mai mică de 500 rpm.

La pornirea motorului, calea comună de presiune trebuie ridicată foarte repede în timp ce gura injectorului deschide supapa de presiune. Presiunea de deschidere a gurii injectorului este de 20 MPa și în consecință presiunea din calea comună crește peste presiunea de deschidere cu 3 alimentări de combustibil către pompă. Presiunea din calea comună ridică presiunea de deschidere de 20 MPa în 0,5 secunde permițând injecția. Turația motorului atinge valoarea de mers în gol în 0,6 secunde, când toate caracteristicile pornesc bine.

4.4.5. Controlul cantității de combustibil

ECV calculează optimul cantității de injecție pentru condițiile de de bază de drum (de mers) ale motorului care sunt detectate prin diverși senzori și cantitatea de injecție este controlată prin comandarea unui puls larg spre supapa cu 3 căi în injector.

În calcularea cantității de injecție împreună modelul de guvernare de bază $Q_{bază}$ (determinat de viteza motorului și poziția accelerației) și cantitatea maximă de injecție permisă Q_{plin} (determinată de viteza motorului, presiunea din conductele de avacuare, temperatura aerului de admisie) sunt redată grafic și cea mai mică valoare pentru fiecare dintre ele este selectată pentru obținerea cantității de injecție dorită (avută ca țintă) Q_{fin} .

Amândouă $Q_{bază}$ și Q_{plin} pot fi programate în mod liber ca modele flexibile luând avantajul proprietăților controlului electronic. În continuare controlul feed back asupra motorului în mers în gol și alte funcțiuni adiacente pot fi realizate simplu prin programarea sistemului fără instalarea unor echipamente suplimentare.

Pulsul larg calculat este o funcție unică pentru sistemul ECD-U2. Cantitatea injectată este obținută în sistemul U2 ca cea mai perfectă legătură între "timp-presiune-aparate de măsură și sisteme de măsurare".

4.4.5.1. Controlul injectorului

Când comanda pulsului este transmisă de la ECV spre supapa cu 3 căi, combustibilul cu înaltă presiune umple camera de comandă a pistonului hidraulic al injectorului, se întoarce în rezervorul de combustibil. În acest caz, presiunea

inferioară supapei cu 3 căi este rapid redusă din calea comună de presiune spre valoarea presiunii atmosferice, dar presiunea în camera de comandă, în spre partea inferioară al orificiului cu o singură cale, reducând gradul de concordanță cu diametrul orificiului.

Ținând cont de efectul orificiului, gura acului în contact direct cu pistonul hidraulic se înalță gradual și alt delta concretizat în ritmul (viteza) injecției este obținut.

Supapa cu 3 căi revine în locaș și presiunea din calea comună este aplicată în camera de comandă când supapa este lipsită de forță după comanda pulsului larg T2 (Orificiul cu un singur sens nu funcționează în direcția creșterii presiunii). În concordanță cu gura injectorului este închisă rapid și o întrerupere rapidă a injecției este obținută.

În acord, încheierea injecției este variabilă prin creșterea și descreșterea pulsului larg T2 comandat și cantitatea de injecție este controlată prin reglarea perioadei de injecție de combustibil.

4.4.5.2. Performanțele controlului de combustibil

Sistemul ECD-U2 poate pune combustibil cu o precizie foarte mare chiar și pentru cantități mici injectate cum ar fi 1 mm^3 sau mai puțin pentru că orice mică creștere de suprafață a gurii injectorului poate fi controlată cu precizie datorită răspunsului rapid al supapei cu 3 căi și operațiunilor restrictive ale orificiului cu o singură cale.

În plus și eventual, buna guvernare a caracteristicilor este obținută peste domeniul plin al operațiunilor unui motor. Suplimentar sistemul ECD-U2 este controlat electronic perfect: presiune-timp-sistem de măsurare și aceasta realizează idealul în privința controlului cantității de combustibil injectată, întradevăr cerut de către motor. Acest sistem este liber în privința problemelor inerente intervenite în sistemul convențional de injecție de combustibil cum ar fi:

- dificultatea controlului sau suprafețele necontrolabile, fac propagarea presiunii în sistemul de injecție.
- controlul inefficient la viteze foarte mici, face insuficientă capacitatea de control a unității de guvernare.

4.4.6. Controlul timpului de injecție

Timpul de injecție este controlat în mod liber prin ajustarea timpului cât este activată supapa cu 3 căi în injector. Precizia controlului timpului poate fi obținută simplu prin schimbarea timpului de deschidere TC (pentru a fi activată) a supapei cu 3 căi, aceasta este independentă de ritmul injecției și cantitatea acesteia.

Aceasta este una dintre cerințele viitoare ale sistemului ECD-U2 care realizează adaptarea optimă în reducerea emisiilor cerută și economia de combustibil îmbunătățită.

4.4.7. Controlul ritmului de injecție

Controlul ritmului de injecție este remarcabil în cazul îmbunătățirii economiei de combustibil și reducerea emisiilor și a zgomotului în același timp. Presiunea în camera de comandă poate fi redusă prin restricțiile orificiului cu o singură cale. Când

ridicarea inițială a gurii acului este reținută și creșterea ritmului injecției cu întreruperi rapide ale injecției sunt realizate (forma Delta).

O formă de gheată a ritmului injecției este obținută prin oprirea temporară a gurii acului la un punct de ridicare foarte mic. O supapă gheată, plasarea orificiului cu o singură cale într-un injector obișnuit, este instalat sub (dedesubt) de supapa cu 3 căi.

Golul dintre supapa gheată și pistonul hidraulic este preridicarea ajustabilă.

Diferite modele (șabloane) de ghetete sunt posibile de a fi folosite în diverse combinații dintre cantitatea preridicată și diametrul orificiului ghetei.

Injecția pilot este obținută prin imprimarea pulsului a unor mici lărgimi în supapa cu 3 căi înainte de conducta de injecție.

Supapa este astfel mișcată de două ori pentru fiecare injecție.

4.4.8. Reglarea cantității injectate

Se face ca la pompele în linie, cu canalul de comandă oblic de pe pistonușul de pompare și prin rotirea sincronă a tuturor pistonușelor cu ajutorul cremalierii.

În locul soluției folosite până acum de cuplarea cremalierii de regulatorul mecanic, acest lucru se face acum printr-un electromagnet care se opune forței unui arc care înlocuiește regulatorul mecanic folosit până în prezent.

Rotorul și statorul magnetului sunt astfel concepute încât forța magnetului să fie aproape independentă de poziția rotorului, deci în esență să depindă de curentul de înfășurare.

În funcție de intensitatea curentului, cremaliera va avea o anumită poziție în care formează un echilibru cu arcul căruia i se opune.

Poziția cremalierii este pusă în evidență de un traductor inductiv de cursă, inel de scurtcircuitare care este fixat și pe a cărui cremalieră semnalul traductorului de cursă este transmis regulatorului de poziție din calculatorul care modifică curentul din magnet până se obține poziția dorită a cremalierii.

4.5. Concluzii și limite normate pentru noxe

Geneza și controlul noxelor la motoarele diesel cu injecție directă, inclusiv de foarte înaltă presiune a prilejuit identificarea acestor motoare ca surse de noxe.

Tabelul 4.2

Data	Norma	CO g/kWh	HC g/kWh	NO _x g/kWh	PT g/kWh
1987	-	14	3,4	18,0	-
1991	EURO 0	11,2	2,5	14,2	-
1.07.1992	EURO 1	4,5	1,1	8,0	0,67
1.10.1995	EURO 2	4,0	1,1	7,0	0,30
2000	EURO 3	2,1	0,66	5,0	0,10
2004	EURO 4	1,0	0,5	<3	<0,10
01.09.2009	EURO 5	1,0 - m.a.s. 0,5 - m.a.c	HC + NO _x = 0,23		0,005

Sunt trecute în revistă problemele originii fumului emis de m.a.c., a hidrocarburilor și mirosul gazelor evacuate și se insistă asupra formării poluanților în

4. Instalații și metode de măsurare a poluanților - 73

motoarele diesel cu injecție directă, dându-se, pentru coeziunea expunerii și informații lapidare pentru motoarele cu cameră divizată.

Se tratează mijloacele active și pasive pentru reducerea noxelor, instalațiile de măsurare a poluanților și se inventariază metodele de măsurare a componentelor poluante din gazele de eșapament.

Atenția cuvenită este acordată injecției de combustibil la m.a.c. asistată electronic cu efecte benefice asupra reducerii noxelor.

Limitele normate pentru noxe sunt redate în Tabelul 4.2.

Capitolul 5

METODE ȘI MIJLOACE PENTRU CERCETAREA NIVELULUI NOXELOR EMISE DE MOTOARE DIESEL CU INJEȚIE DE ÎNALTĂ PRESIUNE

5.1. Considerații generale

Motorul cu ardere internă s-a extins în secolul nostru ca unitate de tracțiune în transportul rutier, naval, feroviar și aerian. Dezvoltarea lui însă este legată nemijlocit de existența unei numeroase populații de automobile. Dacă în 1990, parcul mondial de autovehicule număra circa 405 milioane de unități, dintre care 81 % autoturisme și 19 % autobuze și autocamioane, prognoza pentru anul 2008 este de circa 600 milioane, cu o producție anuală de aproximativ 40 milioane bucăți.

Atenția deosebită acordată sectorului de transporturi rutiere este justificată de faptul că în anul 1990, acesta consuma circa 17 % din producția mondială de petrol extras anual, folosind 20 ... 25 % din energia mondială. În 1993, statisticile British Petroleum au stabilit consumul de hidrocarburi pentru toate aplicațiile cu motoare cu ardere internă la 34 %.

Transporturile rutiere realizate cu autovehicule echipate cu motoare cu ardere internă au o contribuție însemnată asupra poluării mediului înconjurător, afectând practic toate ecosistemele.

Contribuția procentuală a transporturilor rutiere în degradarea mediului este următoarea:

- schimbări climatice:
 - prin producerea efectului de seră: 17 %;
 - prin reducerea stratului de ozon: 2 %;
- acidificare: 25 %;
- eutroficare, cu azot - 5 %, cu fosfor - 2 %;
- zgomot: 90 %;
- miros: 30 %.

Studii și măsurători efectuate în Europa - la nivelul celor 15 țări membre ale Uniunii Europene (anul 2000), referitor la nivelul global al emisiilor principalilor poluanți datorați motoarelor cu ardere internă (NMHC - hidrocarburi care nu conțin metan, NO_x , CO și particule), începând cu anul 1970 până în prezent și prognoza până în 2010, sunt prezentate în fig. 5.1 și 5.2, iar nivelele emisiilor pentru diferite categorii de autovehicule sunt redată în tabelul 5.1 (autoturisme), tabelul 5.2 (autocamioane) și tabelul 5.3 (tractoare).

Analizând curbele prezentate, se constată o tendință evidentă de reducere permanentă a emisiilor poluante, în special după anii '80. Europa a reacționat cu o relativă întârziere în comparație cu S.U.A. în domeniul măsurilor antipoluare. Cronologic, controlul emisiilor a început în 1970 prin limitarea CO și HC la motoarele cu aprindere prin scânteie, a fumului la motorul diesel, în 1972.

Prima perioadă în care s-a declanșat lupta împotriva emisiilor a fost caracterizată de creșterea consumului de combustibil, dovedindu-se că politica

legislativă a emisiilor a fost foarte costisitoare. În 1975, odată cu declanșarea crizei petroliere, s-au dezvoltat mijloacele de control ale emisiilor poluante fără creșterea consumului de combustibil. În perioada 1975 - '90, eforturile scăderii consumului de combustibil s-au corelat cu cele făcute pentru scăderea emisiilor.

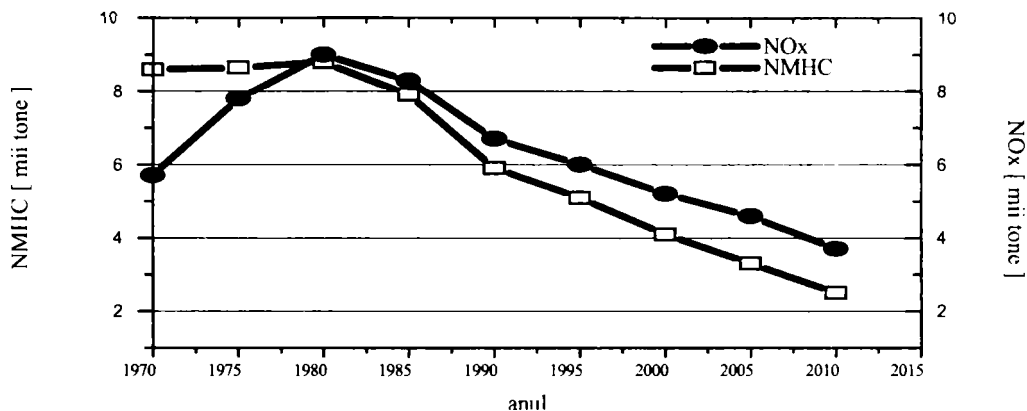


Fig. 5.1 - Emisia de NMHC și NO_x pentru 15 țări membre ale UE, din 1970 până în 2000, și prognoza până în 2010

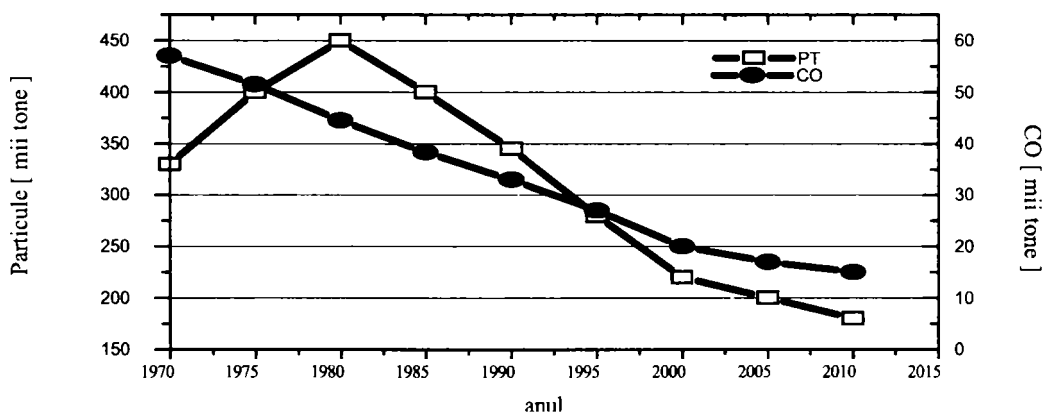


Fig. 1.2 - Emisia de CO și particule pentru 15 țări membre ale UE, din 1970 până în 2000, și prognoza până în 2010

Politica antipoluare a generat planuri, prognoze și strategii de reducere a noxelor, care sunt în plină desfășurare. Țările puternic industrializate au luat o serie de măsuri stimulante pentru constructorii de vehicule mai puțin poluante sau chiar nepoluante - scutiri de taxe și impozite, respectiv taxe suplimentare, ecologice și chiar interzicerea circulației pentru vehiculele cu emisii poluante mari.

Tabelul 5.1

Tipul motorului	Poluantul	Etapa 1992 / 1993	Etapa 1996 / 1997	După 2000
MAS	CO	3,16 g/km	2,2 g/km	1,5 g/km
MAS	HC + NO _x	1,13 g/km	0,5 g/km	0,2 g/km
MAC	CO	3,16 g/km	1,0 g/km	0,5 g/km
MAC	HC + NO _x	1,13 g/km	0,7 g/km	0,5 g/km
MAC	Particule	1,18 g/km	0,08 g/km	0,04 g/km

Tabelul 5.2

Poluantul	Etapa 1992 / 1993	Etapa 1996 / 1997	După 2000
CO	4,9 g/kWh	4,0 g/kWh	2,0 g/kWh
HC	1,23 g/kWh	1,1 g/kWh	0,6 g/kWh
NO _x	9,0 g/kWh	7,0 g/kWh	< 5,0 g/kWh
Particule	0,4 g/kWh	0,15 g/kWh	< 0,1 g/kWh

Tabelul 5.3

Grupa de putere [kW]	NO _x [g/kWh]	CO [g/kWh]	HC [g/kWh]	Particule [g/kWh]	Data aplicării
37 ... 75	9,2	6,5	1,3	0,85	1.10.1998
75 ... 130	9,2	5,0	1,3	0,70	1.10.1997
130 ... 560	9,2	5,0	1,3	0,54	1.10.1997
37 ... 75	8,2 (7,0)	5,0 (3,5)	1,3 (1,0)	0,7 (2,0)	1.10.2002
75 ... 130	8,2 (7,0)	5,0 (3,5)	1,3 (1,0)	0,7 (2,0)	1.10.2001
130 ... 560	8,2 (7,0)	5,0 (3,5)	1,3 (1,0)	0,7 (2,0)	1.10.2001

Conform ultimelor aprecieri, rezervele identificate de petrol sunt estimate la 1053 miliarde de barili (Tabelul 5.4), din care 40...45 % localizate în zăcămintele marine.

Se apreciază că, la nivelul actual de exploatare, rezervele de petrol pot acoperi necesarul mondial pentru o perioadă de 44 ani.

Serviciile mari aduse de automobil în primul rând, măsurile tot mai sofisticate de control al noxelor, investițiile materiale de până acum și gradul mare de angajare al forței de muncă permit aprecierea că în următoarele 1 – 3 decenii, motorul se va conserva în structura cunoscută.

În 1972, O.N.U., cunoscând gravitatea problemelor legate de menținerea echilibrului ecologic a înființat Consiliul de Administrare al Programului Națiunilor Unite pentru Mediul Înconjurător (UNEP), de care depinde și sistemul Mondial de Supraveghere

Continuă a Mediului Înconjurător și care întocmește rapoarte anuale selective, pe domenii, relative la starea ecosistemului PĂMÂNT. Problemele de protecția mediului trebuie rezolvate de către întreaga omenire prin tehnologii noi, nepoluante de transformare și valorificare a energiei, deoarece omul nu produce nici materie, nici energie, doar le transformă. Transformarea și utilizarea energiei trebuie realizate cu randamente maxime și efecte poluante minime.

Tabelul 5.4

Zona sau țara	Producția cumulată până la 01.01.1990 [miliarde barili]	Rezerve identificate [miliarde barili]
America de Nord	187,0	103,5
America de Sud	59,3	72,4
Europa de Vest	17,2	35,9
Europa de Est	6,9	1,9
România	4,7	1,2
Rusia (fostul URSS)	104,6	83,3
Africa	48,7	71,1
Orientul Mijlociu	166,4	624,2
Arabia Saudită	57,6	260,1
Asia și Oceania	39,3	60,3
TOTAL:	629,3	1052,7

5.2. Controlul arderii în motorul diesel cu injecție de înaltă presiune în corelație cu emisiile poluante

Pentru îmbunătățirea performanțelor motorului diesel se poate interveni asupra procesului de ardere pe mai multe căi:

- pentru mărirea randamentului trebuie activată faza arderii rapide în vederea degajării fracțiunii principale din căldura dezvoltată pe ciclu în apropierea PMI (arderea rapidă să se apropie de izocoră);
- pentru atenuarea funcționării violente a motorului trebuie micșorată viteza de creștere a presiunii p' prin reducerea duratei întârzierii la autoaprindere α_{aa} ;
- pentru reducerea emisiilor poluante sunt vizate întârzierea la autoaprindere α_{aa} , injecția de combustibil și avansul la injecție β formarea amestecului

În continuare, vor fi descrise câteva dintre aceste căi de control a arderii pentru motorul diesel cu injecție de înaltă presiune.

5.2.1. Injecția pilot

Injecția pilot constă în introducerea în cilindrul motorului, înaintea injectării dozei principale a unei cantități reduse de combustibil – pilotul, care prin aprindere, pregătește din punct de vedere chimic amestecul aer-combustibil astfel că doza principală de combustibil se injectează într-o atmosferă încălzită și bogată în elemente reactive, provenite din reacțiile pilotului cu oxigenul.

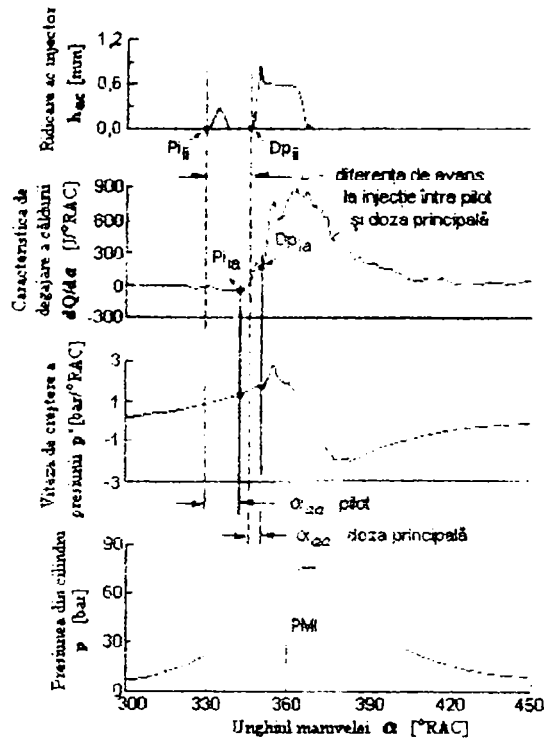


Fig. 5.3 Întârzierea la autoaprindere pentru pilot și doză principală (motor MAN W 1L 24/30, S/D=240/300 mm, $\epsilon=13,5$, $p_{inj} = 1000$ bar, $n=900$ rpm)
 P_{ii} – pilot-început injecție; Dp_{ii} – început injecție doză principală;
 P_{ia} – început ardere pilot ; Dp_{ia} – început ardere doză principală

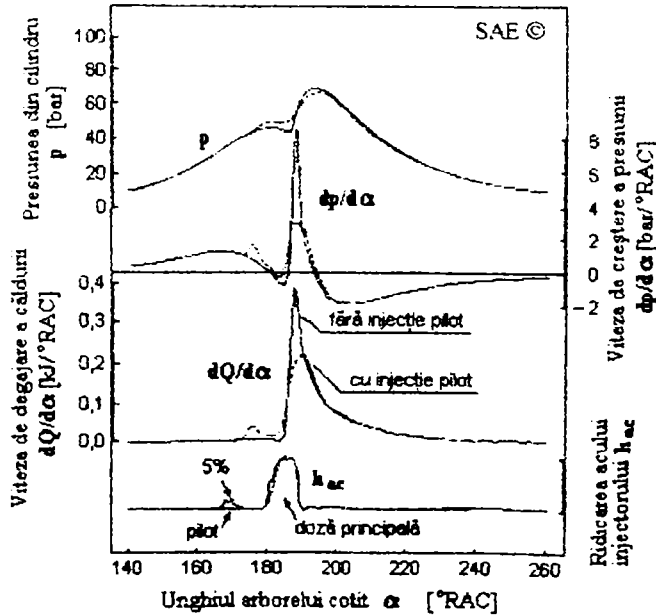


Fig. 5.4 Influența injecției pilot asupra diagramei indicate, vitezei de degajare a căldurii și vitezei de creștere a presiunii ($n=2000$ rpm) [31]

Se asigură o durată foarte scurtă a întârzierii la autoaprindere și o ardere treptată a dozei principale de combustibil – fig. 5.3. Ca urmare, curba presiunii are o pantă mai lină în zona arderii rapide – fig. 5.4, fapt care permite realizarea unei presiuni maxime p_{max} mai mici și a unei viteze de creștere a presiunii p' reduse - fig. 5.4 – 5.5.

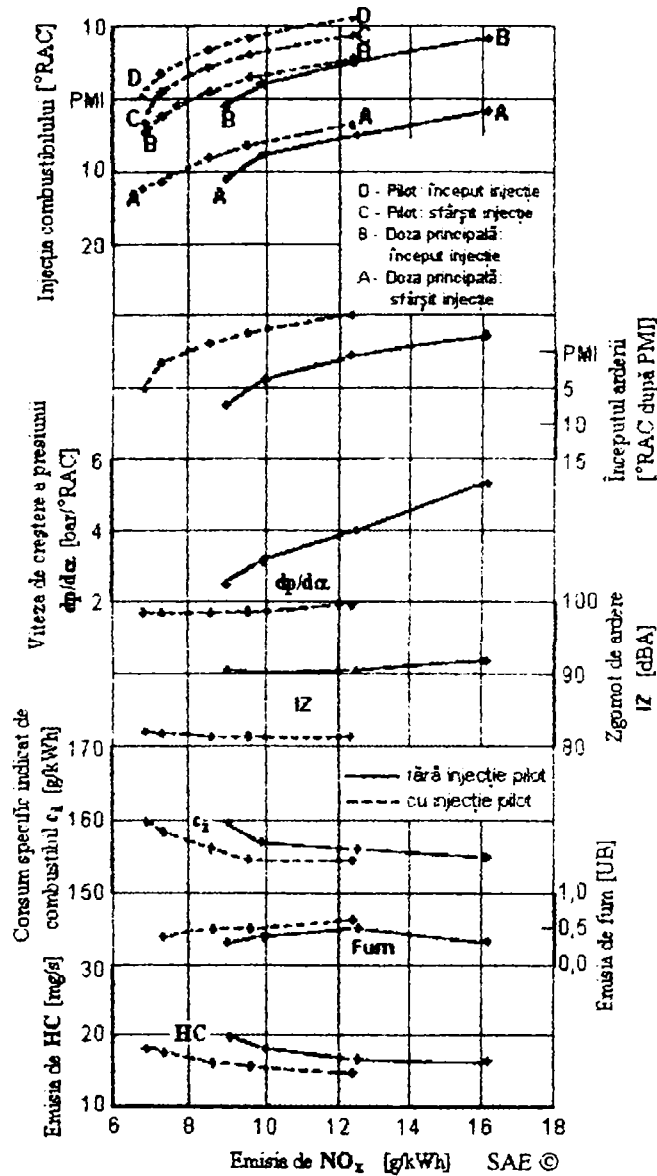


Fig. 5.5. Influența injecției pilot asupra consumului specific indicat de combustibil, zgomotului de ardere, emisiilor de fum și hidrocarburi nearse ($n = 2000$ rpm, sarcină 25%, pilot ≈ 5 mm³/ciclu, motor monocilindric supraalimentat Renault MIDR 060226, S/D=126/102 mm, $P_e = 161$ kW/2350 rpm) [24]

Se asigură astfel o funcționare mai liniștită a motorului – fig. 5.5.

În cazul injecției pilot se pot pune o serie de întrebări, cum ar fi:

- cât de mare trebuie să fie decalajul dintre pilot și doza principală
- cât de mare trebuie să fie doza pilotului
- ce alte implicații are injecția pilot asupra funcționării motorului în afara mersului mai liniștit.

Prin injectarea pilotului de motorină, temperatura în camera de ardere în momentul injecției dozei principale crește, dar dacă pilotul este injectat cu un decalaj foarte mare față de doza principală acest efect scade rapid, iar diagrama indicată suferă modificări în consecință. Astfel, la un decalaj al pilotului de 25°RAC , temperatura în camera de ardere crește cu aproximativ 200° față de cazul injecției convenționale.

Mărirea decalajului pilot-doza principală are o influență negativă atât asupra consumului specific efectiv de combustibil cât și asupra emisiilor poluante (NO_x , PM și HC).

Având în vedere această puternică influență a momentului injecției pilotului, cercetătorii de la Mitsubishi [31] recomandă un decalaj al pilotului de $6\text{...}20^\circ$ față de doza principală, punând în evidență existența unei limitări a injecției clasice în privința diminuării emisiei de oxizi de azot. Apelând la injecția pilot, emisia de azot se poate reduce substanțial, dar cu sacrificarea importantă a economicității motorului.

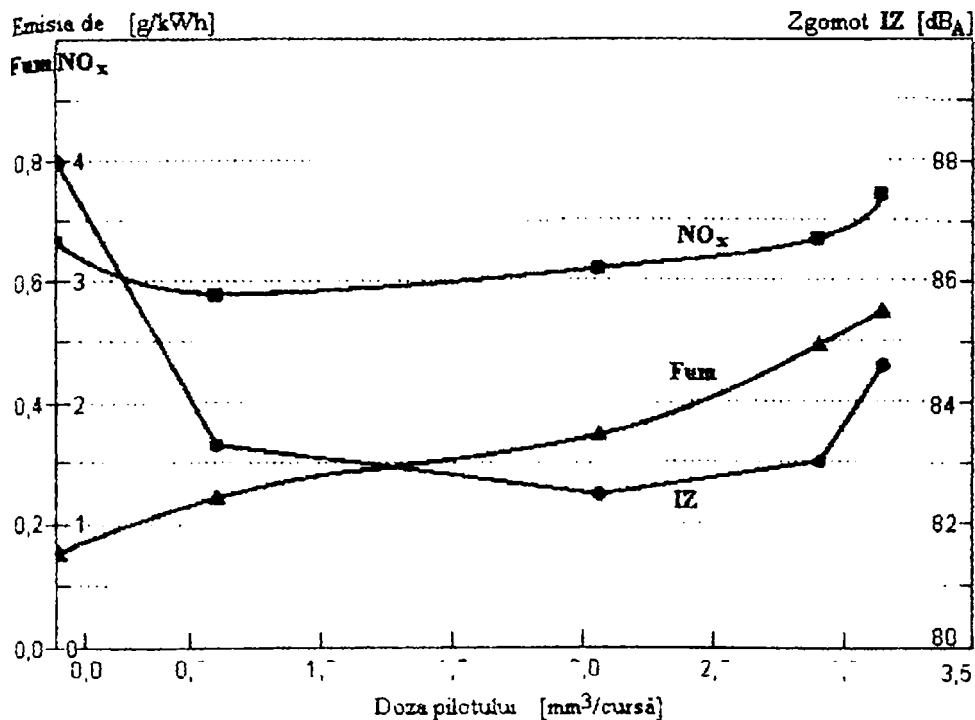


Fig. 5.6. Influența mărimii dozei pilotului asupra intensității zgomotului (IZ), emisiei de fum și NO_x (motor Mercedes-Benz 1,9 TDI, $n = 1500 \text{ rpm}$, $p_{inj} = 800 \text{ bar}$ (CR))

În ceea ce privește mărirea dozei pilot, aceiași cercetători [31] consideră că aceasta nu trebuie să depășească $5\text{...}10\%$ din doza pe ciclu. Cu cât este mai mic pilotul, crește eficiența motorului și se reduc emisiile poluante – fig. 5.6. La motoare mari, doza optimă se situează în jurul a 3% [17]

Realizarea unor doze mici pentru pilot (sub 1 mm^3) presupune aplicarea unor tehnologii avansate, remarcându-se în acest sens firmele Bosch, Delphi, Denso, Siemens.

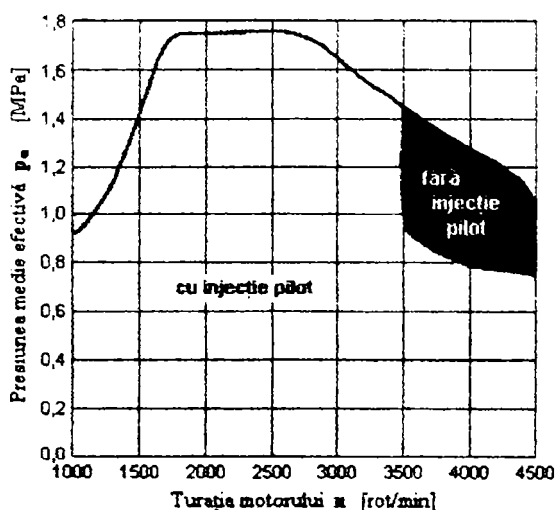


Fig. 5.7 Domeniul de aplicare al injectiei pilot (motor Mercedes OM 611)

(cercetătorii firmei Denso afirmă că sistemul lor este de trei ori mai rapid decât cel al firmei Bosch, astfel că doza principală poate fi injectată după numai $300 \mu\text{s}$ față de $900 \mu\text{s}$ în cazul firmei Bosch).

Dacă există regimuri de funcționare ale motorului la care nu se aplică injectia pilot? Fig. 5.7 arată că injectia pilot nu se aplică în zona sarcinilor și turațiilor mari.

Injectia pilot mai prezintă și alte avantaje. După

pornire, în perioada de încălzire a motorului ea asigură o stabilitate mai mare a ciclurilor motoare – fig. 5.8, iar la ralanti micșorează zgomotul produs de motor de la 76 la 65,6 dB [10]. Prin asocierea cu recircularea gazelor arse, scad emisiile de oxizi de azot în condițiile unei mărimi acceptabile a consumului specific efectiv de combustibil – fig. 5.9.

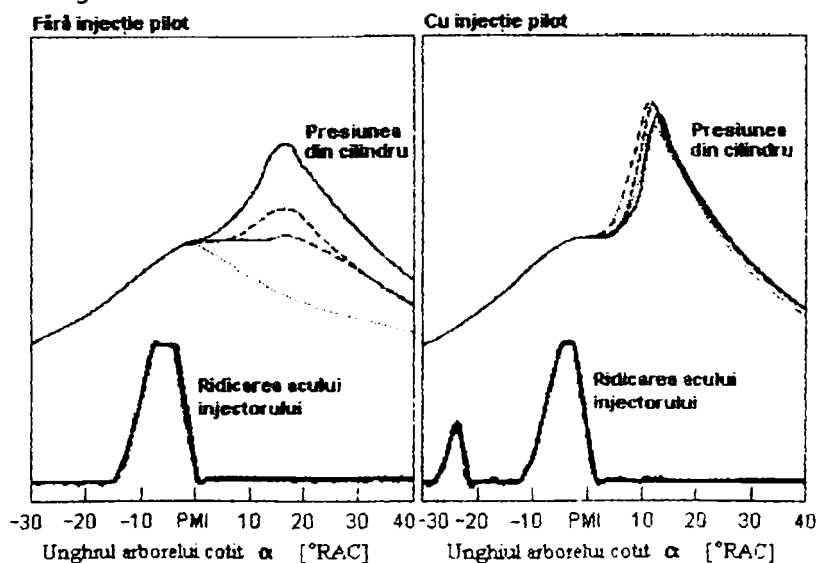


Fig. 5.8 Influența injectiei pilot asupra funcționării motorului în primele 5 s după pornirea la rece la -20°C (motor de autoturism, injectie directă Common Rail)

Realizarea injecției pilot prin modelarea adecvată a camei pompei de injecție reprezintă o soluție dificilă. Ca urmare, se preferă utilizarea unui injector special sau pompe de injecție cu comandă electronică.

Pentru motoarele cu cameră separată de vârtej s-a conceput un injector special de tip Pinteaux, care spre deosebire de injectorul standard are încă un orificiu prin care se realizează injecția pilot – orificiul secundar O_2 – fig. 5.10.

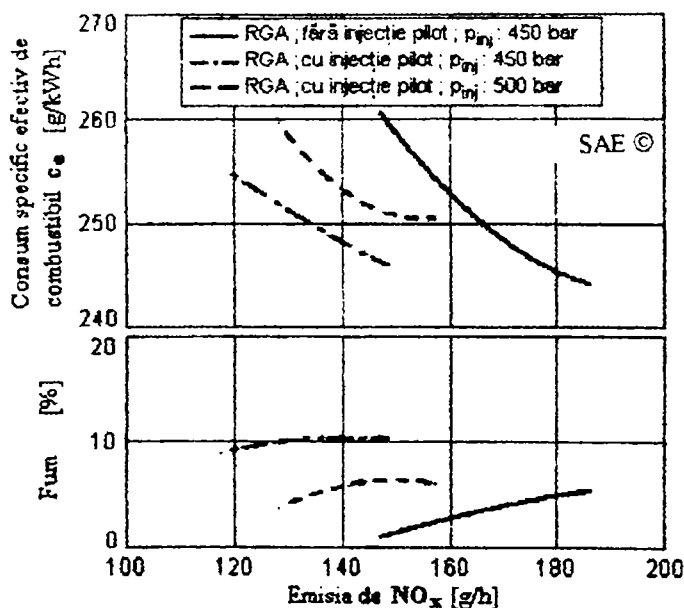


Fig. 5.9 Influența injecției pilot și recirculării gazelor de ardere asupra emisiei de fum, a oxizilor de azot și a consumului specific de combustibil

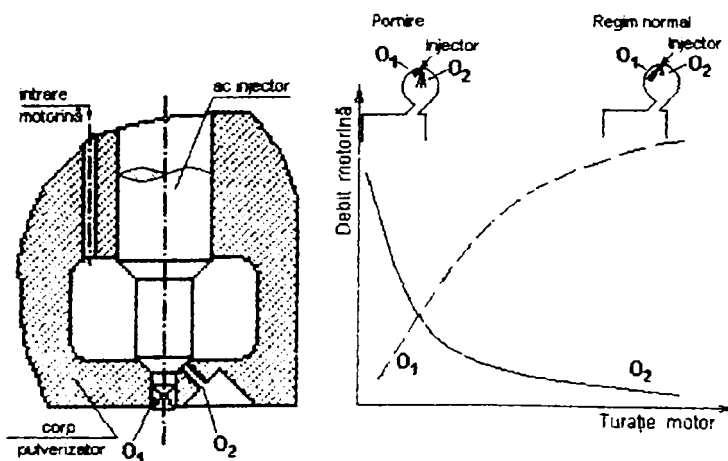


Fig. 5.10 Injectorul Pinteaux – schemă de principiu și debite de combustibil prin cele două orificii O_1 (doza principală) și O_2 (doza pilot)

La începutul ridicării acului injectorului, secțiunea orificiului principal O_1 este mai redusă decât secțiunea orificiului secundar O_2 , obținându-se injecția pilotului. Ridicându-se în continuare, acul mărește secțiunea orificiului O_1 , permițând injectarea dozei principale, curgerea prin orificiul O_2 se dezamorsează. Pilotul este îndreptat spre centrul camerei de vârtaj, iar jetul principal de combustibil spre periferie – fig. 5.10. Raportul dintre cantitatea de combustibil injectat prin orificiile O_1 și O_2 variază cu turația motorului, ceea ce are o influență importantă asupra pornirii motorului. La pornire, turația pompei de injecție este scăzută iar viteza pistonului setar redusă, acul injectorului se ridică încet iar fracțiunea cea mai mare din doză trece prin O_2 . La regim normal de funcționare, acul se ridică repede iar fracțiunea principală din doză trece prin O_1 . În acest fel, la pornire, combustibilul este injectat în centrul camerei de ardere, deci în zona mai caldă, ceea ce ușurează pornirea.

Pentru motoarele cu injecție directă semirapide, o soluție o constituie montarea a două injectoare – unul pentru doza principală, unul pentru pilot, într-o singură piesă plasată în chiulasă, sau un singur injector cu două trasee.

La motoarele mai mici, de autovehicule, soluția nu se poate aplica din lipsă de spațiu. În acest caz s-a realizat injectorul cu două arcuri, care realizează ridicarea acului injectorului în două etape: prima ridicare se realizează la presiune mai scăzută, învingând arcul 1 (cel din construcția injectorului clasic), obținându-se injecția pilot, iar a doua ridicare – care este în continuarea primeia, se produce la o presiune mult mai mare, învingând rezistența ambelor arcuri (1+2), realizându-se injecția dozei principale. Acest tip de injecție a fost numit de unii cercetători – *injecție modulată sau secvențială*.

În cazul injectorului cu două arcuri, variația presiunii din cilindru este mai redusă, ceea ce conduce la un mers mai liniștit al motorului, în special în zona turațiilor joase.

În cazul injecției electronice, injecția pilot se realizează prin ridicarea acului injectorului de două ori de pe sediu. Fig. 5.11 exemplifică acest fapt în cazul folosirii pompei injector cu comandă electronică.

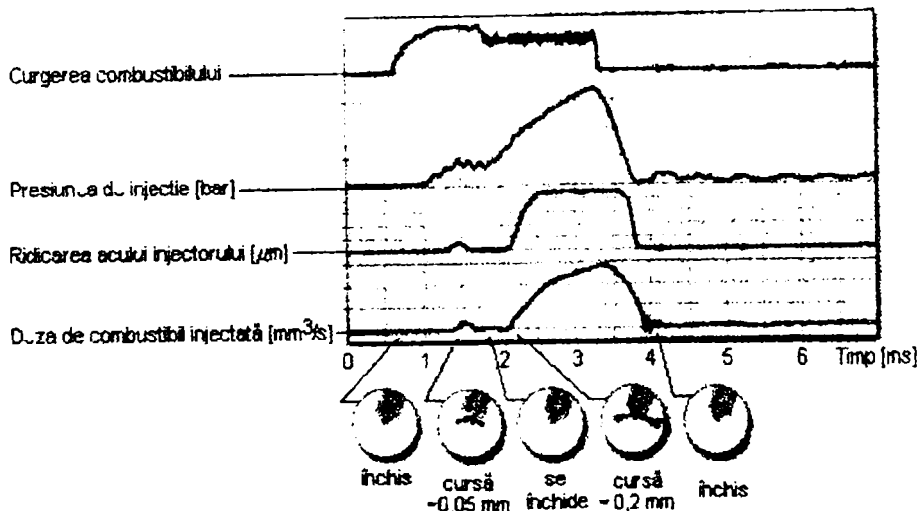


Fig. 5.11 Injecția pilot în cazul folosirii pompei injector cu comandă electronică (motor VW Lupo cu injecție directă, $V_t = 1,2 \text{ dm}^3$, $i = 3$, $m_{\text{pilot}} = 1 \dots 1,5 \text{ mm}^3$)

5.2.2. Fumigarea. Procedul Vigom

Alte metode pentru controlul arderii în motorul diesel constau în pulverizarea unei doze reduse de combustibil în admisia motorului – *fumigarea*, sau la sfârșitul evacuării – *procedul Vigom*. Reacțiile chimice ce decurg lent până la injectarea dozei principale ușurează aprinderea acesteia. Aceste procedee se aplică cu dificultate deoarece nu se pot controla reacțiile de preoxidare la diferite regimuri de funcționare. Introducerea alcoolilor în admisia motorului (metoda diesel – carburator) reprezintă de fapt aplicarea sub altă formă a metodei fumigării.

5.2.3. Modularea cinetică a arderii

Modularea cinetică a arderii MK (Modulated Kinetics) a fost imaginată de cercetătorii japonezi de la Nissan pentru a micșora emisiile poluante din gazele de ardere ale motorului diesel. Această metodă se aplică într-o regiune de funcționare a motorului în care raportul de vârtaj este foarte mare – fig. 5.12.

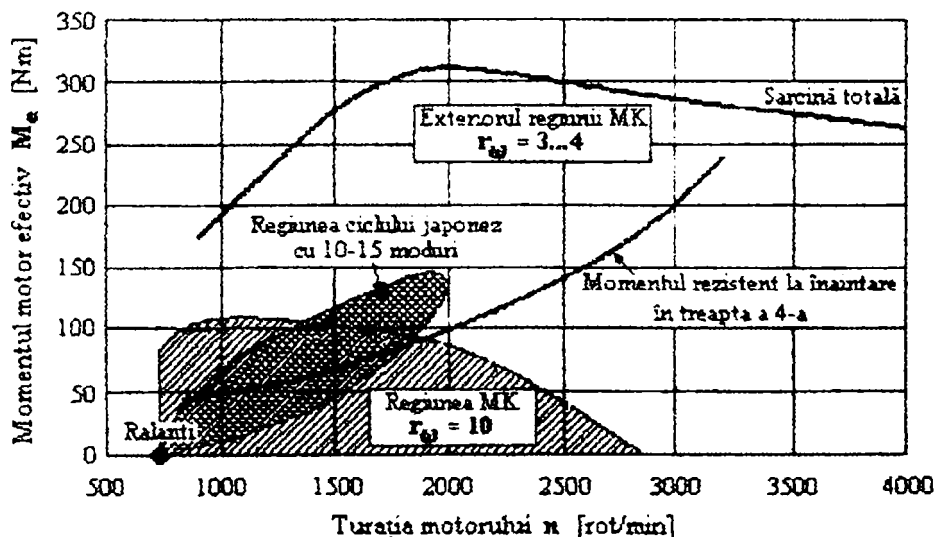


Fig. 5.12 Zona de aplicare a conceptului MK (motor cu injecție directă în volum)

Acest concept cuprinde trei faze – fig. 5.13:

- o recirculare intensă a gazelor arse în urma căreia concentrația de oxigen scade (faza I);
- o injecție târzie a combustibilului (avans la injecție β redus) față de arderea normală (faza II);
- un raport de vârtaj foarte mare (faza III).

Având în vedere influența avansului la injecție asupra emisiilor poluante – fig. 5.14, se constată că în prima fază, prin micșorarea cantității de oxigen ca urmare a recirculării gazelor de ardere scade temperatura în camera de ardere și odată cu ea și emisia de NO_x cu aproximativ 85%. Cresc însă emisiile de fum și HC cu aproape 100%. Micșorând avansul la injecție, presiunea și temperatura în cilindru scad, emisia de fum ajunge aproape la valoarea inițială, dar se reduce și mai mult emisia de NO_x , aproape la jumătate.

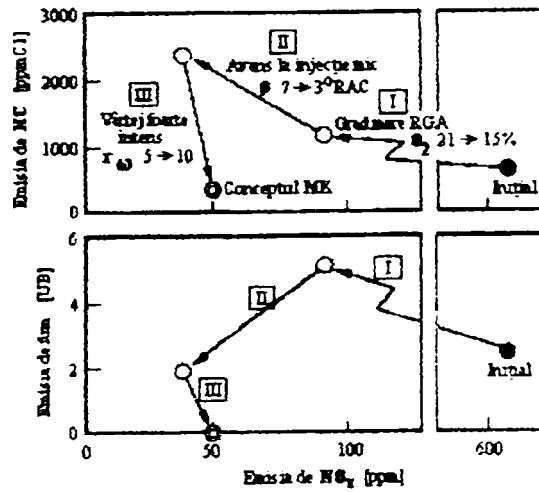


Fig. 5.13 Efectul fazelor în cadrul conceptului MK

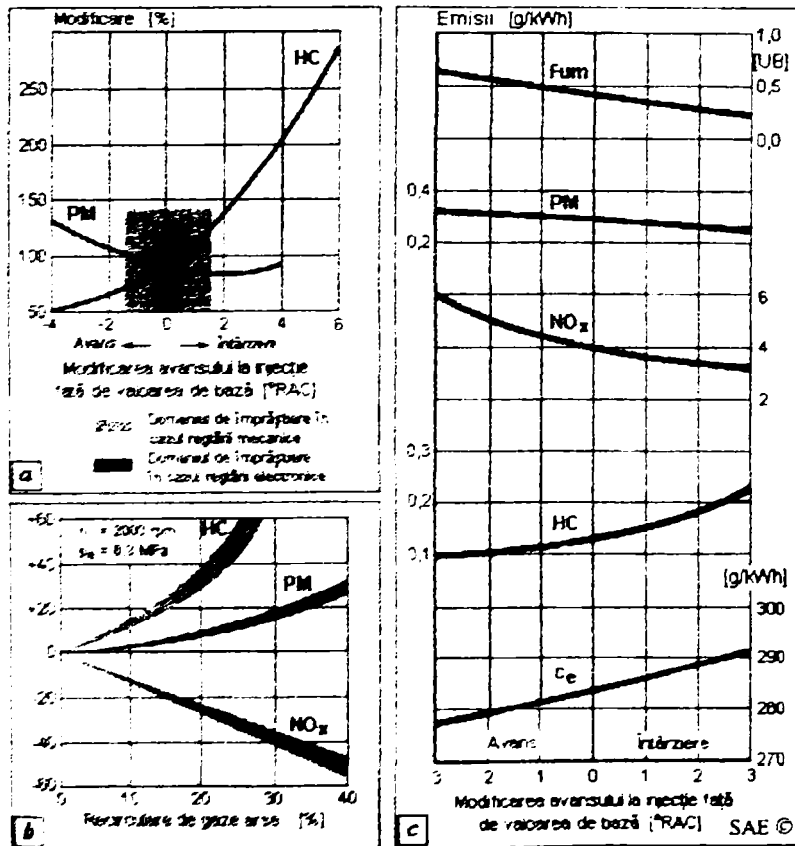


Fig. 5.14 Modificarea poluanților din gazele de ardere sub influența: a) avansului la injecție; b) recirculării gazelor arse; c) avansului la injecție la un motor cu injecție indirectă

Emisia de HC, așa cum era de așteptat, crește (aproape se dublează). Aplicarea unei mișcări intense gazelor aflate în plină reacție reduce substanțial cantitatea de hidrocarburi nearse, cu până la 85%. Mișcarea intensă a gazelor în timpul arderii determină scăderea emisiei de fum la zero, dar prin activarea arderii se favorizează formarea NO_x , aceștia fiind în cantitate mai mare decât în perioada precedentă cu aproximativ 25%.

Puse cap la cap, cele trei etape asigură în final o reducere a emisiilor de oxizi de azot de aproximativ 85% și fum, precum și o micșorare a nivelului de zgomot produs de motor, cu încadrarea în normele de poluare din ce în ce mai severe. Bazele conceptului MK sunt prezentate în fig. 5.15.

Metoda reducerii avansului la injecție pentru micșorarea emisiilor poluante nu este nouă. Ea a fost folosită și de firma Perkins pe motoarele cu cameră Δ , dar nefiind coroborată cu intensificarea mișcării aerului (motorul avea numai două supape pe cilindru) a condus la scăderea importantă a puterii motorului [11].

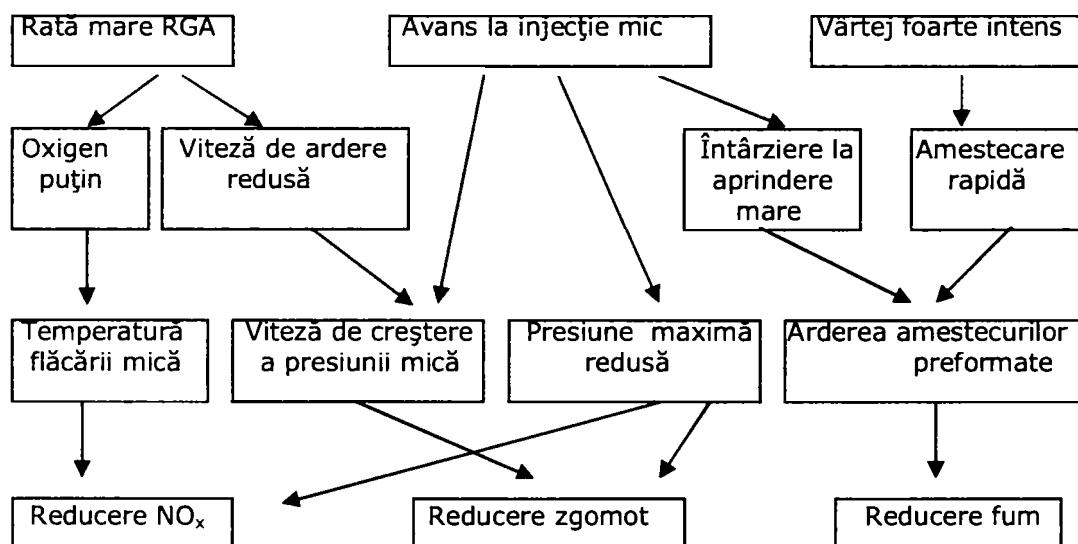


Fig. 5.15 Schema conceptului de modulare cinetică a arderii MK

5.2.4. Controlul emisiilor poluante

Controlul emisiilor poluante presupune intervenții asupra parametrilor funcționali și constructivi ai motorului pe baza cunoașterii fenomenelor care conduc la apariția emisiilor de HC, NO_x , fum și particule (PM). De asemenea nu trebuie scăpat din vedere consumul de combustibil, implicat în emisia de CO_2 . Se estimează că în perspectivă, consumul de combustibil va scădea la 1,5 l/100 km în a doua decadă a secolului XXI.

5.2.4.1. Fumul și particulele

Kamimoto și Bae [27] consemnează trei elemente ce condiționează formarea fumului în timpul arderii:

- fumul se formează foarte repede și ajunge la o concentrație maximă aproximativ la sfârșitul injecției, după care descrește la fel de repede, în condițiile în care temperatura este mai mare de 1900 K;

- concentrația de fum ajunge la maxim atunci când, local, atât temperatura și excesul de aer ajung la valoarea maximă – fig. 5.16.
- valoarea maximă observată a temperaturii a fost între 2100 și 2350 K, în timp ce valoarea maximă a excesului de aer a fost cuprinsă în intervalul 1,5...2,5.

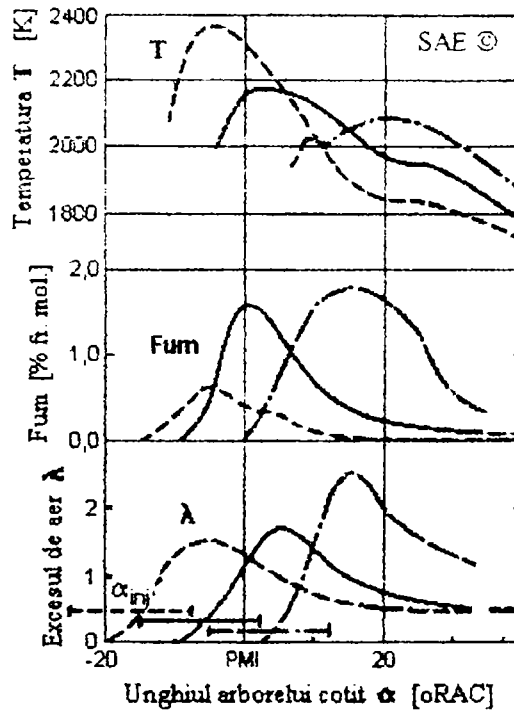


Fig. 5.16 Influența momentului injecției asupra temperaturii flăcării și excesului de aer, motor cu injecție directă, S/D = 110/95 mm [27]

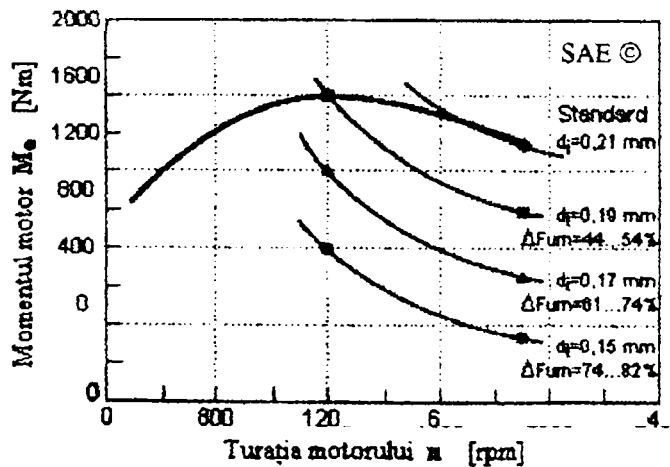


Fig. 5.17 Reducerea emisie de fum (ΔF_{um}) prin micșorarea diametrului orificiului injectorului

Ținând seama și de rezultatele altor cercetări, se constată că fumul se formează atunci când temperatura amestecului este cuprinsă între 2200 și 2300...2400 K; el nu apare la temperaturi mai mici de 1500 K iar oxidarea ulterioară este posibilă numai dacă temperatura este mai mare de 1800...1900 K.

O cale de micșorare a fumului din gazele de ardere o constituie folosirea unor orificii de injecție cât mai mici, care să conducă la o mai bună pulverizare și formare a amestecului – fig. 5.17, numai că același diametru al orificiului injectorului nu conduce la aceeași emisie de fum pe toată plaja de funcționare a motorului.

Această micșorare a diametrului orificiilor injectorului trebuie asociată cu presiunea de injecție și mișcarea aerului din camera de ardere. Prin modificarea presiunii de injecție sunt influențate caracteristicile pulverizării – diametrul și numărul picăturilor – fig. 5.18, penetrația jetului, omogenitatea pulverizării, dar și durata injecției. Pentru o cantitate de combustibil injectată impusă, durata injecției depinde nu numai de presiunea de injecție, ci și de numărul de orificii și diametrul acestora.

$$\alpha_{inj} \approx \frac{const.}{z \cdot d_i \cdot \sqrt{\Delta p}} \quad (5.1)$$

unde: z – numărul de orificii ale injectorului;
 d_i – diametrul orificiilor
 Δp – diferența de presiune în zona orificiilor injectorului $p_{inj} - p_{cil}$.

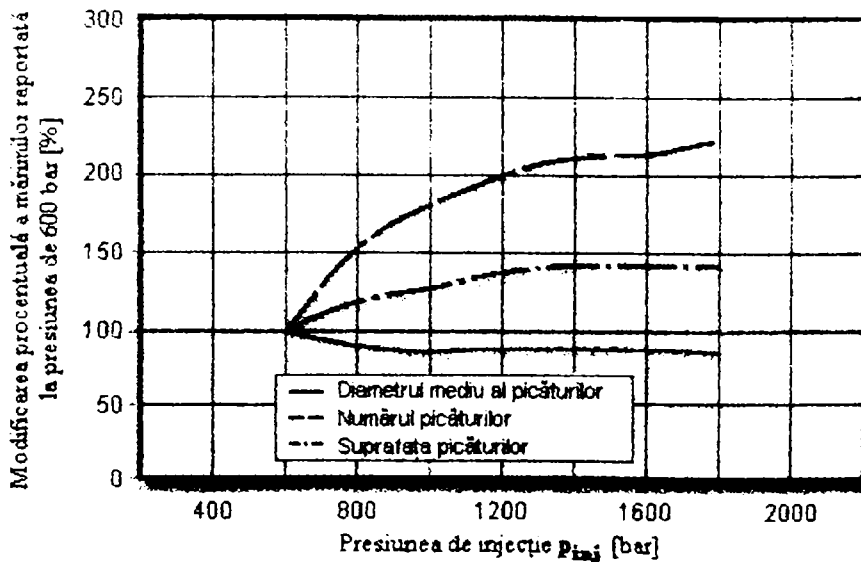


Fig. 5.18 Influența presiunii de injecție asupra calității picăturilor

Pentru reducerea emisiei de fum trebuie realizată o corelație între presiunea de injecție și o folosire cât mai eficientă a aerului din camera de ardere, care să conducă la o amestecare mai bună a combustibilului cu aerul. Pentru realizarea acestei corelații trebuie avute în vedere cele două categorii principale de motoare: motoare rapide (autoturism, camion, tractor) la care alezajul este relativ mic (în

general sub 250 mm) și turația ridicată (1800...5000 rpm), caracterizate printr-o mișcare intensă a aerului, și motoarele rapide (de locomotivă) și semirapide, cu alezaj mai mare și turație mai mică de 1500 rpm, la care mișcarea aerului este mai lentă. La ambele categorii de motoare, pentru folosirea eficientă a aerului dintre două jeturi, cerințele sunt asemănătoare (cu diferențieri în ceea ce privește dimensiunile mărimilor respective), și este necesară o corelare a duratei injecției (presiune de injecție, număr de orificii și diametrul acestora), a vitezei de rotație a aerului în camera de ardere și a penetrației jetului în așa fel încât combustibilul să nu ajungă la perețile camerei de ardere [27], [10], de cele mai multe ori fiind necesară și o modificare a formei camerei de ardere – fig. 5.19. La a doua categorie de

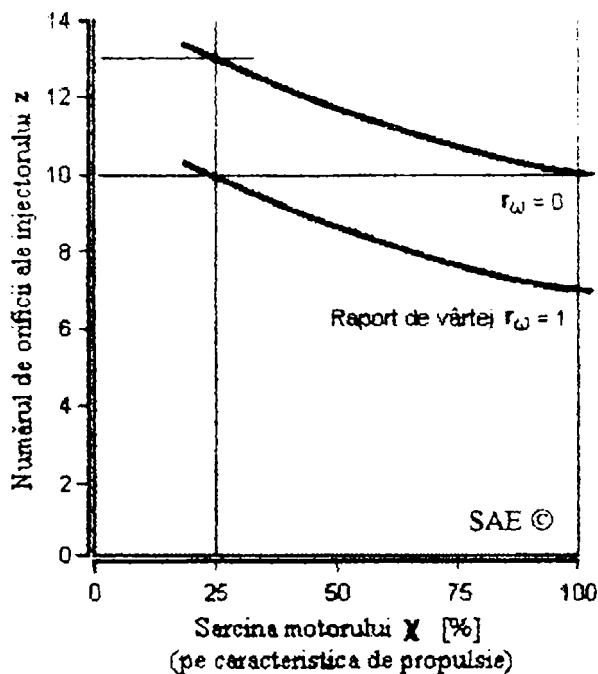


Fig. 5.19 Corelația dintre numărul de orificii z, viteza de rotație a aerului r_{ω} și sarcina motorului

motoare trebuie să se țină seama și de corelația dintre diametrul orificiului injectorului, viteza de rotație a aerului în camera de ardere și sarcina motorului pentru a obține cea mai mică emisie de fum și cel mai bun consum specific de combustibil: la un număr impus de orificii ale injectorului, la micșorarea sarcinii este necesară reducerea intensității mișcării aerului în camera de ardere- fig. 5.20.

Acordând o deosebită atenției detaliilor constructive ale orificiului injectorului (formă conică, rotunjirea marginilor prin hidroeroziune, secțiuni de curgere optimizată), cercetătorii de la Volkswagen au reușit să micșoreze emisia de particule cu 25 % [11].

Alți cercetători [12], pe un motor experimental Ricardo Hydra, au pus în evidență influența pozitivă asupra emisiei de fum a presiunii de injecție ridicate la orice turație și valoare a excesului de aer.

Folosirea bariului ca aditiv ajută la reducerea emisiei de fum (mai bine spus a substanțelor carbonoase) din gazele de evacuare, dar nu reprezintă o soluție viabilă, deoarece contribuie la formarea altor particule – carbonatul și sulfatul de bariu, care se adaugă emisiei de particule deja existente. Se apreciază că 85...95 din bariu este emis în evacuare și din acesta doar 10...15 % este sub formă solubilă de carbonat de bariu [1]. Din cauza aceasta, bariul se comportă ca un poluant asemănător plumbului.

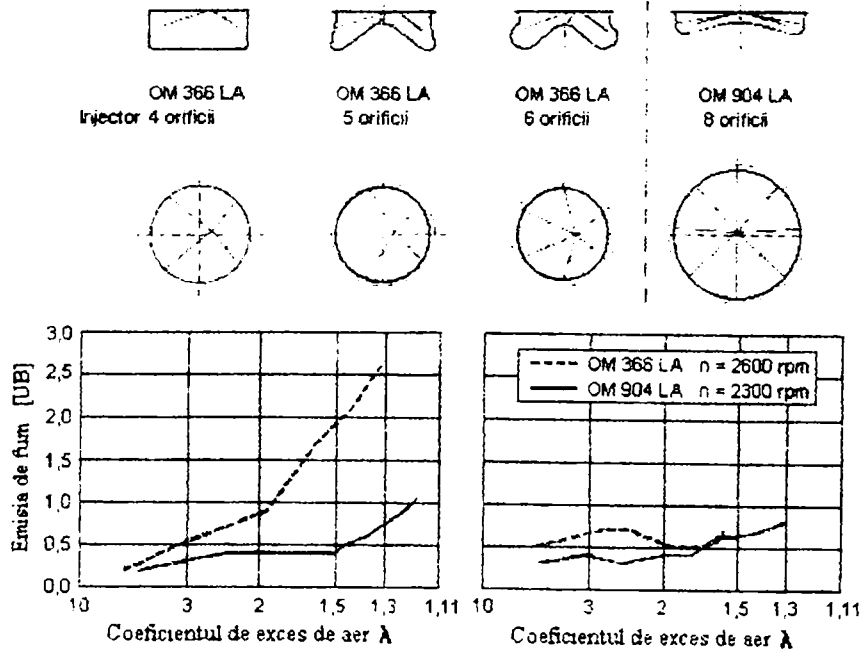


Fig. 5.20 Optimizarea folosirii aerului la motorul Mercedes seria 900 față de seria 300 la $n = 0,45 n_n$ (stânga) și $n = n_n$ (dreapta)

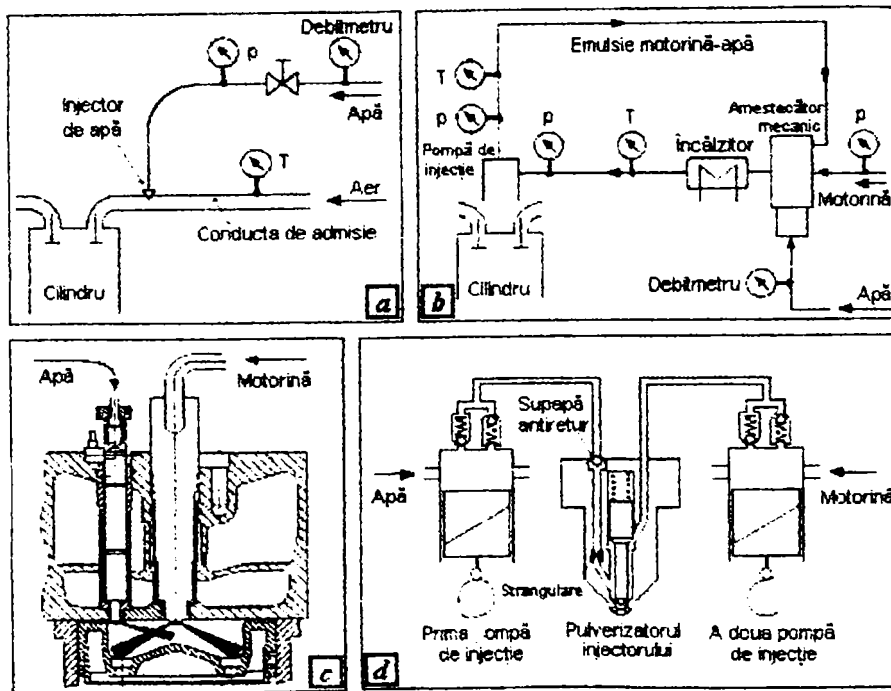


Fig. 5.21 Metode de introducere a apei în camera de ardere: a). Injecție în colectorul de admisie; b). Injecție de emulsie motorină-apă; c). Injecție directă; d). Injecție directă secvențială

Micșorarea avansului la injecție determină deplasarea arderii în destindere, micșorarea temperaturii amestecului aer-combustibil și în consecință, reducerea emisiilor de fum și particule – fig. 5.21 a,c.

O altă cale de reducere a fumului în gazele de evacuare este introducerea apei în camera de ardere, fie odată cu aerul admis, fie sub formă de emulsie cu combustibilul, fie injectată separat sau împreună cu motorina direct în camera de ardere – fig. 5.21.

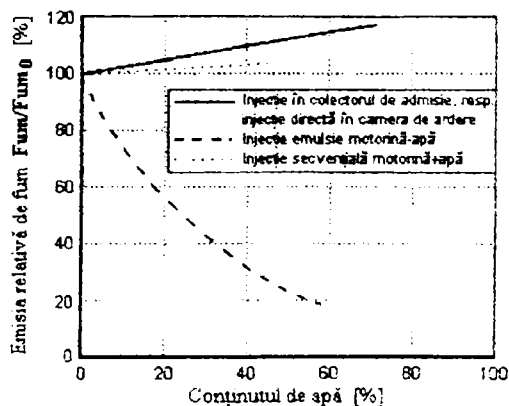


Fig. 5.22 Influența adaosului de apă asupra emisiei de fum

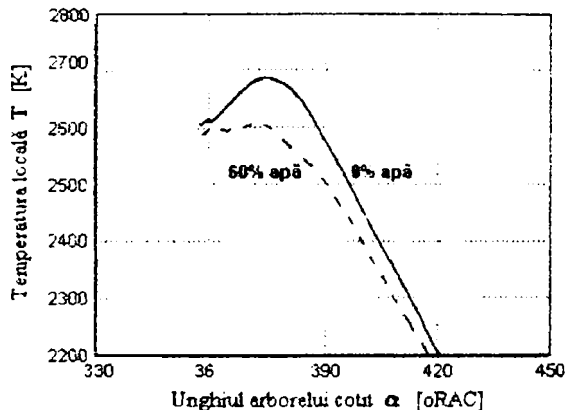


Fig. 5.23 Temperatura flăcării în cazul folosirii emulsiei motorină-apă

Dintre aceste procedee de adăugare a apei, singurul care asigură micșorarea emisiei de fum este cel al emulsiei motorină-apă – fig. 5.22. La folosirea emulsiei motorină-apă, temperatura locală scade, micșorând în acest fel condițiile favorizante formării fumului – fig. 5.23.

Aplicând metoda injectării emulsiei motorină-apă în camera de ardere la un motor din fabricația de serie, firma MTU a obținut o reducere substanțială a emisiei de fum – aproximativ 85% la un adaos de apă de 50% - fig. 5.24.

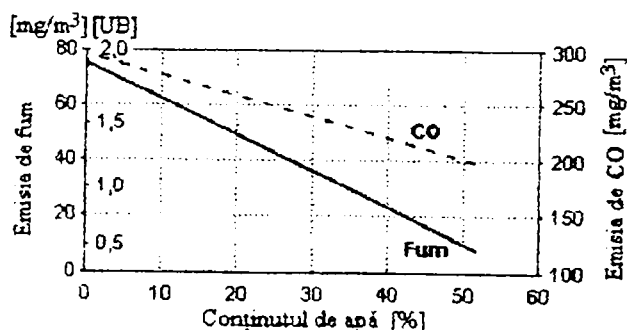


Fig. 5.24 Influența emulsiei motorină-apă asupra emisiilor de fum și CO la sarcină totală; motor cu injecție directă, turbosupraalimentat MTU 8V 396 TB34, S/D = 185/165 mm, $P_e = 725$ kW/1500 rpm

Born și Peters [3] au folosit o soluție de apă oxigenată H_2O_2 pentru a îmbogăți atmosfera în care se desfășoară arderea în radical OH. Folosind metoda injecției directe, s-a constatat că pe măsură ce concentrația apei oxigenate crește, emisia de fum scade (la o concentrație de 15% H_2O_2 emisia de fum devine egală cu cea corespunzătoare folosirii motorinei, iar la 50% H_2O_2 emisia de fum scade la jumătate). În acest fel, și metoda injecției directe devine eficientă în diminuarea fumului. Aplicând și metoda emulsiei motorină-apă oxigenată, se constată o reducere a fumului cu aproape 80% prin folosirea a 20% apă oxigenată cu o concentrație de 25% - fig. 2.25.

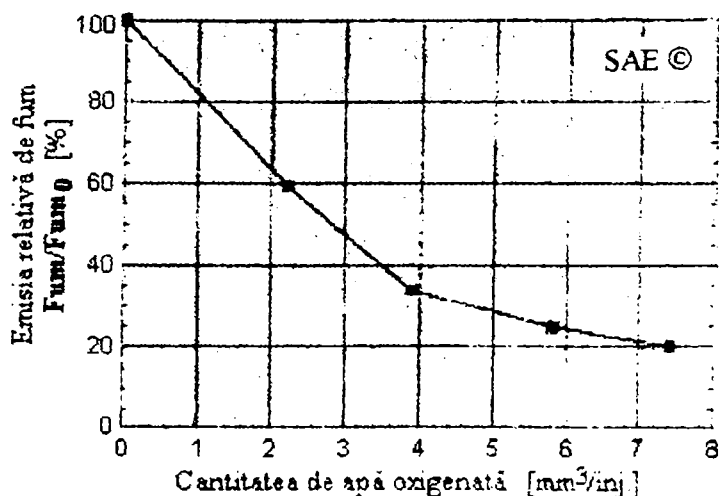


Fig. 5.25 Influența adaosului de apă oxigenată asupra emisieii de fum în cadrul metodei emulsiei

Pentru a face față limitărilor din ce în ce mai severe ale normelor actuale EURO 4 și viitoare EURO 5, pe lângă aceste mijloace de reducere a emisieii de particule, toți constructorii apelează la tratarea ulterioară a gazelor de evacuare într-un filtru de particule.

Filtrele de particule sunt confecționate din materiale ceramice, sub forma unor canale, în pereții acestora fiind reținute particulele rezultate în procesul de ardere și

eliminate odată cu gazele arse. Aceste particule, tot acumulându-se, vor mări rezistența la curgere a gazelor de evacuare, afectând puterea și economicitatea motorului. Se impune o curățire a filtrului, care se realizează prin injecția în destindere a unei cantități de motorină, timp de câteva minute (până la 5 minute) și arderea în acest fel a particulelor depuse în pereții celulelor. Sesizarea momentului acțiunii de curățire este făcută de calculator în momentul depășirii unei anumite valori a diferenței de presiune dintre amonte și avalul filtrului de particule.

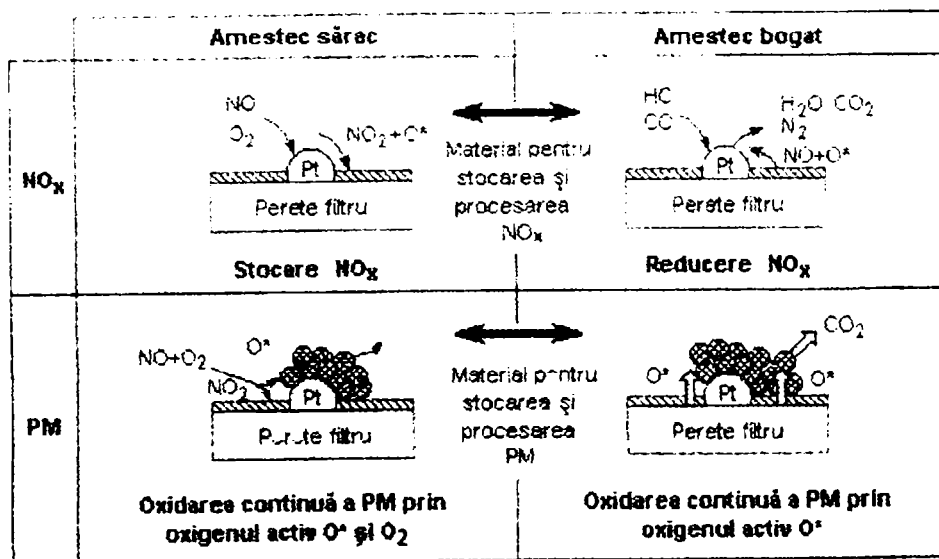
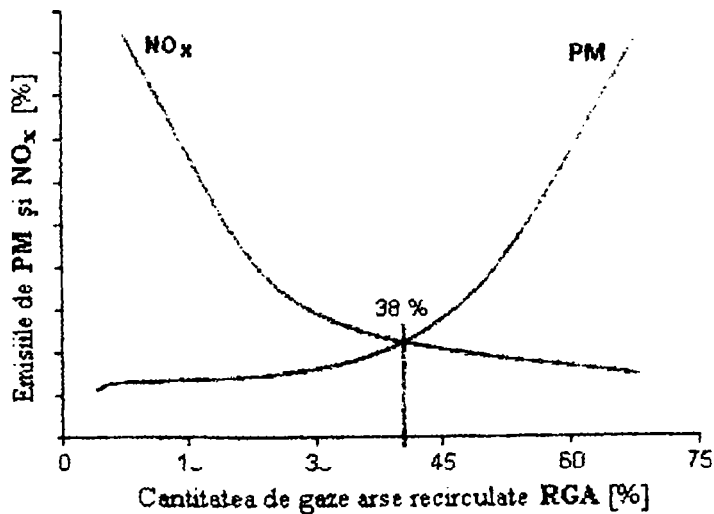


Fig. 5.26 Mecanismul purificării gazelor de evacuare de NO_x și fum în cazul sistemului DPNR (Diesel Particulate-NO_x Reduction System) – Toyota



funcționând la temperaturi scăzute ale gazelor de evacuare, insensibil la conținutul de sulf din combustibil, auto-regenerabil, folosind principiul plamei [22].

Ultimele variante de tratare chimică a gazelor de evacuare cuprind într-un bloc comun filtrul de particule și filtru de oxizi de azot. În acest fel se folosește atât oxigenul activ eliberat în faza de prelucrare a NO_x pe catalizatorul de platină, cât și oxigenul în exces prezent în gazele de evacuare – fig. 5.26. Funcționarea este mult îmbunătățită prin schimbarea periodică a sensului de curgere a gazelor prin filtru cu ajutorul unei clapete.

Recircularea de gaze arse se aplică în special pentru reducerea oxizilor de azot, prin micșorarea temperaturii flăcării. Emisia de fum și de particule crește – fig. 5.27. Se consideră că prin limitarea cantității de gaze recirculate la 30...40%, la sarcini parțiale, se realizează un compromis între cele două emisii PM – NO_x [16], [6].

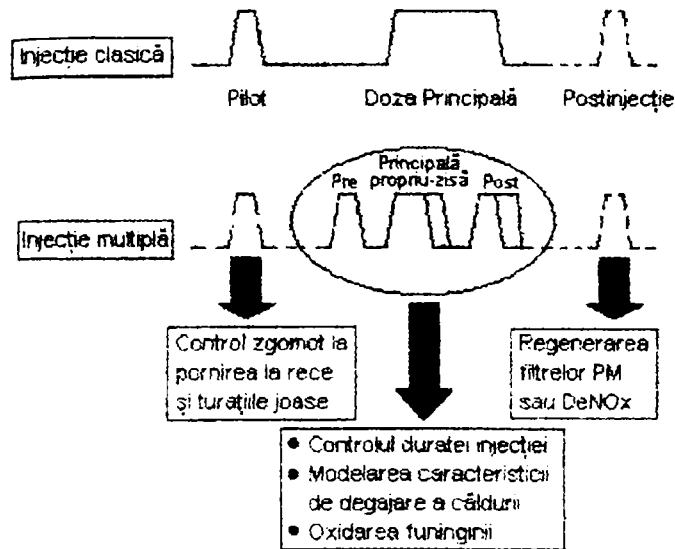


Fig. 5.28 Schema injectiei multiple

O metodă foarte răspândită în acest moment este injectia multiplă, doza pe ciclu fiind divizată în trei, prima injectată înaintea dozei principale, a treia după doza principală – fig. 5.28. Metoda se aplică în cazul injecției electronice (Common Rail sau pompă injector). În cazul unei singure injecții, jetul masiv de combustibil avansează în zonele cu amestec bogat, aflate la temperatură relativ joasă, alimentându-le continuu și favorizând formarea fumului. În cazul injectiei multiple, al doilea jet, din cauza pauzei dintre jeturi pătrunde într-o zonă cu amestec sărac aflat la temperatură ridicată, rezultat în urma arderii primului jet. În felul acesta, combustibilul din al doilea jet este consumat rapid prin ardere înainte de a se acumula în zone bogate în fum. Ca urmare, fumul și particulele sunt în cantitate mai mică – fig. 5.29.

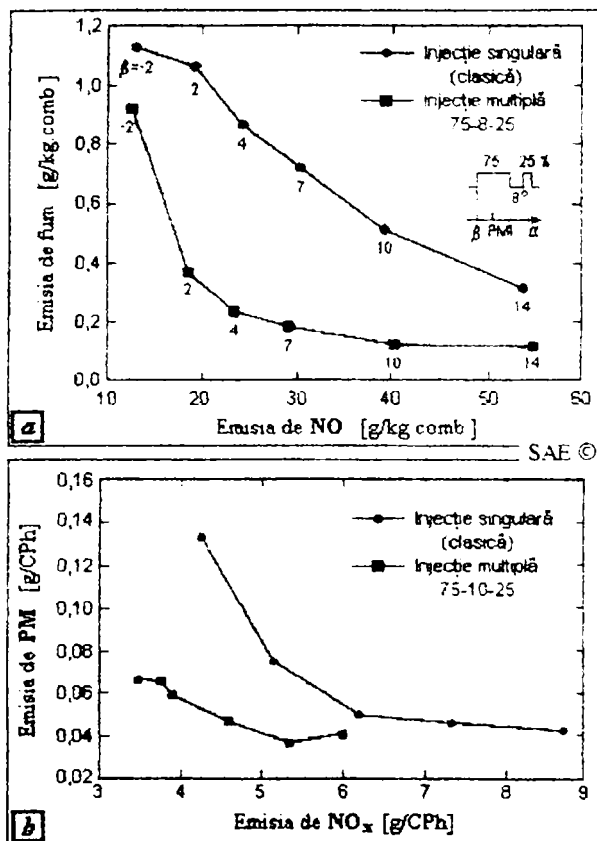


Fig. 5.29 Influența injecției multiple asupra emisieii de fum și particule

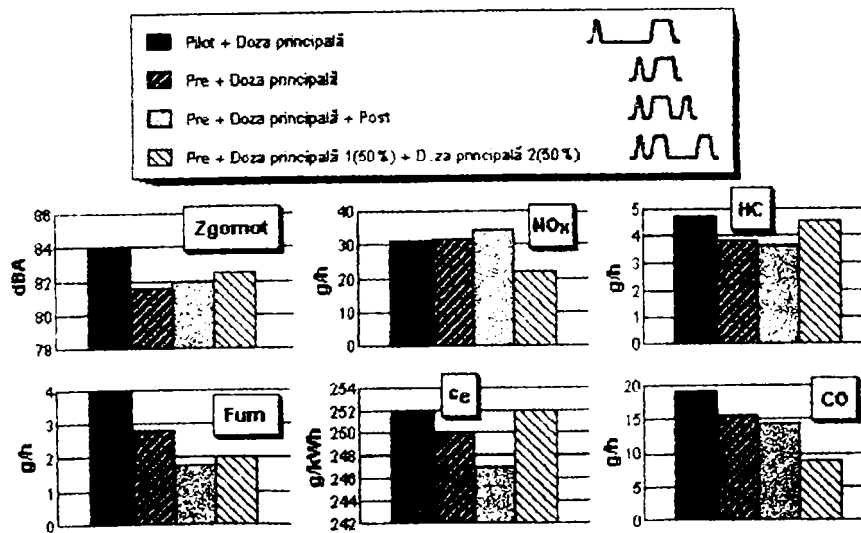


Fig. 5.30 Comparație între injecția pilot și injecția multiplă din punct de vedere al zgomotului, emisieii de fum, NO_x, HC, CO și consumului specific de combustibil (motor Fiat 1,9 JTD)

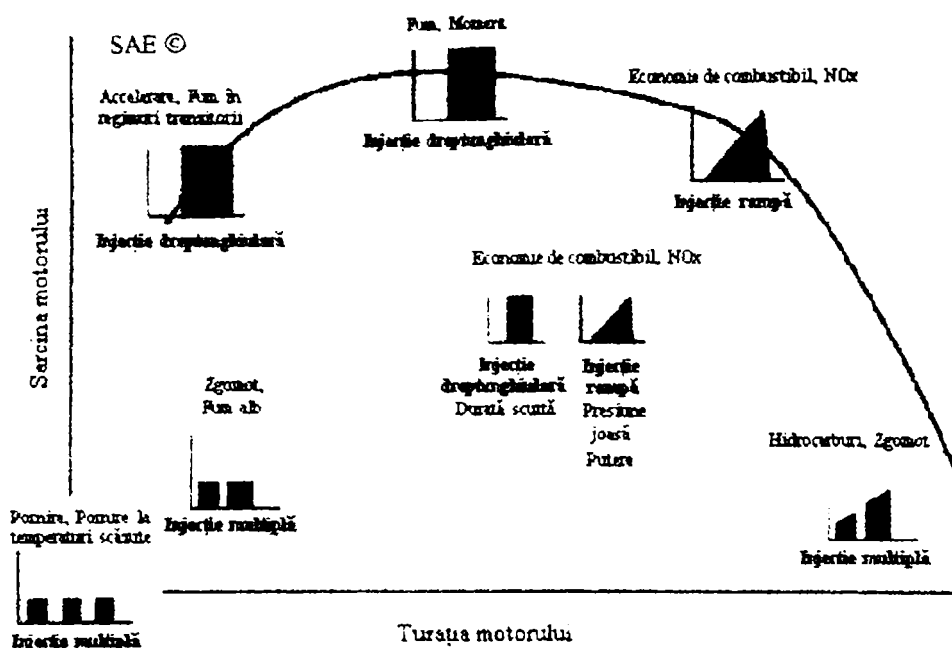


Fig. 5.31 Optimizarea funcționării motorului diesel folosind o injecție de combustibil adaptivă

Prin aplicarea injecției multiple, micșorarea vitezei de creștere a presiunii este mult mai pronunțată, astfel că nivelul zgomotului scade cu 7 dB_A față de cazul injecției pilot (de la 89 la 82 dB_A).

Injecția multiplă are o acțiune complexă asupra procesului de ardere față de injecția pilot, în sensul că, pe lângă micșorarea zgomotului și a emisiei de fum, se constată o îmbunătățire generală a funcționării motorului în sensul scăderii emisiei de oxid de carbon, hidrocarburi neare și oxizi de azot, precum și creșterii economicității, apreciată prin consumul specific efectiv de combustibil – fig. 5.30.

Conform fig. 5.31, o combinație între injecția multiplă și injecția singulară pot asigura optimizarea funcționării motorului la toate sarcinile și turațiile, dar folosind rate de livrare diferite.

5.2.4.2. Emisia de oxizi de azot NO_x

Necesitatea reducerii acestei emisii rezultă din aceea că, dacă bioxidului de carbon i se atribuie coeficientul 1 în panopia gazelor cu efect de seră, oxizii de azot au coeficientul 270.

Oxizii de azot se formează în acele regiuni ale camerei de ardere caracterizate de o temperatură ridicată și de un amestec sărac. Întrucât temperatura are cel mai important rol în formarea NO_x toate eforturile sunt îndreptate asupra controlului acesteia.

O metodă foarte des folosită constă în micșorarea avansului la injecție. Prin deplasarea arderii în destindere se micșorează presiunea din camera de ardere și temperatura gazelor scade substanțial. Totodată se micșorează viteza de creștere a presiunii $dp/d\tau$, deci și zgomotul motorului și, substanțial, emisia de NO_x – fig. 5.32.

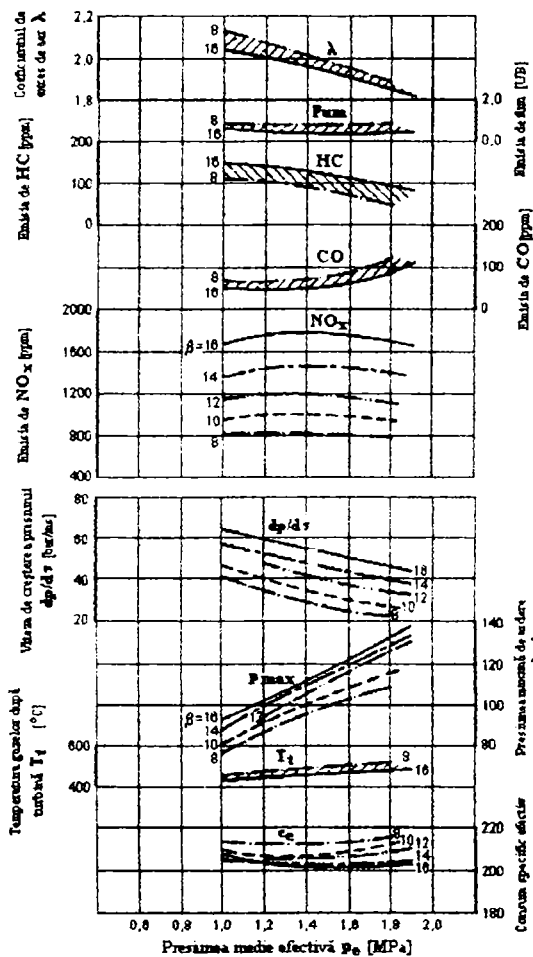


Fig. 5.32 Influența avansului la injecție asupra emisiilor și performanțelor motorului (motor MTU 6V 396 TC 33)

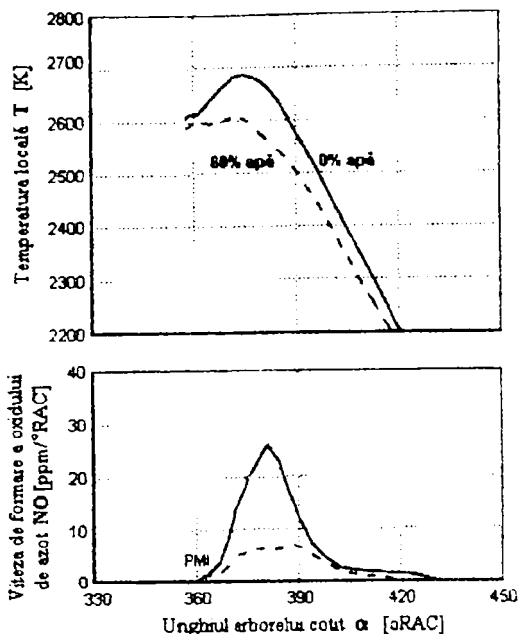


Fig. 5.33 Influența adaosului de apă asupra temperaturii din camera de ardere și vitezei de formare a NO_x

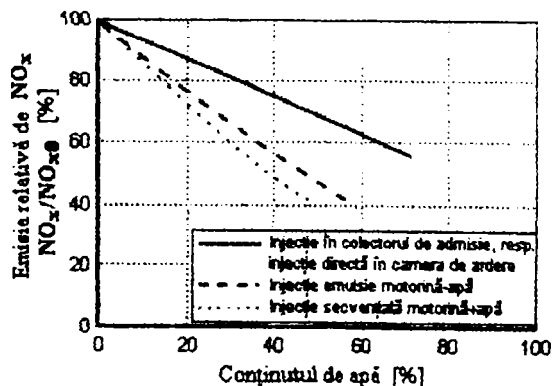


Fig. 5.34 Influența conținutului de apă asupra emisiiei de oxizi de azot

Adaosul de apă contribuie la reducerea posibilității formării oxizilor de azot prin scăderea temperaturii în camera de ardere – fig. 2.33. De remarcat că orice metodă de introducere a apei are efect benefic asupra reducerii emisiiei de oxizi de azot – fig. 2.34. Aplicarea metodei emulsiei pe un motor MTU 8V 396 TB34 a condus la scăderea liniară a emisiiei de oxizi de azot (de la 1700 la 750 mg/m³) cu adaosul de apă (de la 0 la 50%).

Altă metodă eficientă de reducere a emisiiei de NO_x este recircularea gazelor arse. Ea conduce la scăderea substanțială a emisiiei de oxizi de azot până la un grad de recirculare de ≈ 30%, limitarea fiind necesară pentru a nu afecta prea mult emisiile de fum și particule. Pentru ca metoda să fie mai eficientă, gazele recirculate

trebuie răcite. Gazele se pot preleva din amonte sau avalul turbinei cu gaze – fig. 2.35.

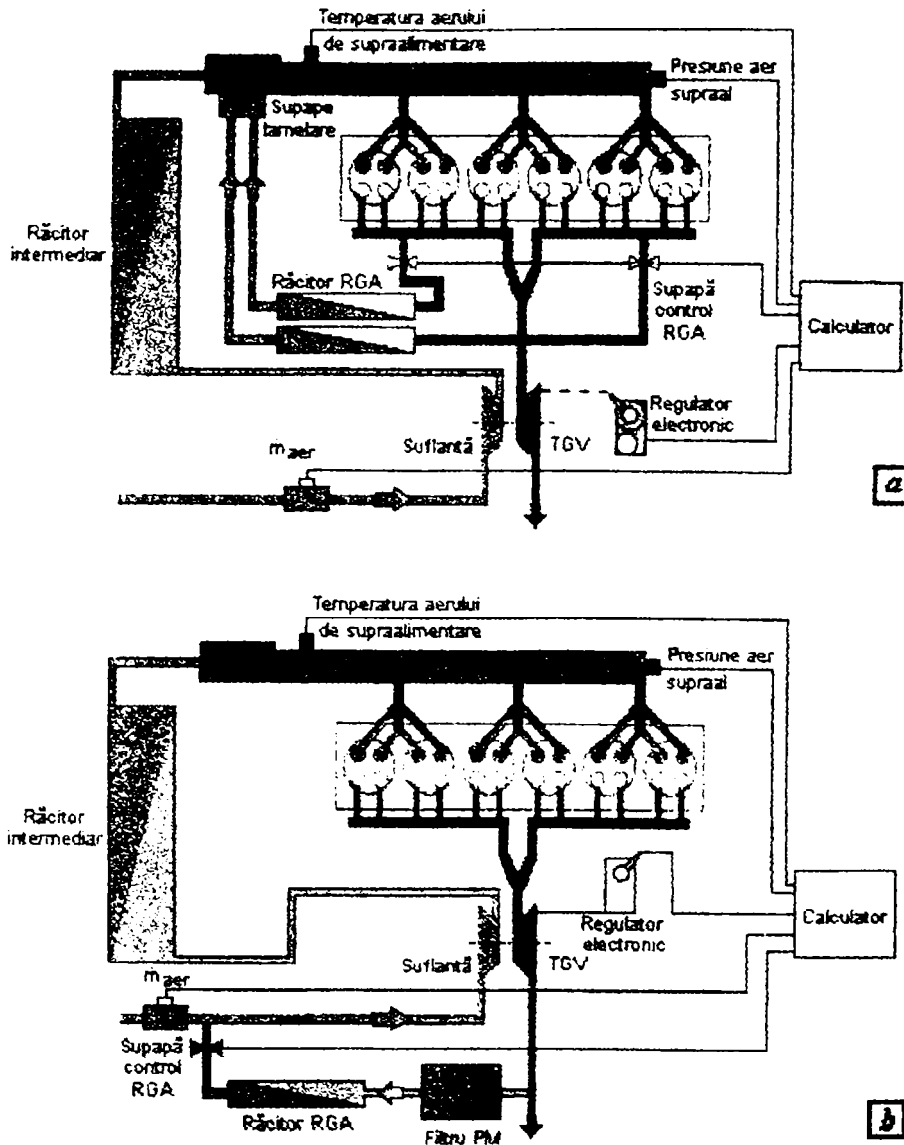


Fig. 2.35 Modalități de prelevare a gazelor arse în vederea recirculării lor; a). – din amonte turbinei de gaze cu geometrie variabilă TGV (recirculare la presiune ridicată); b). – din avalul turbinei de gaze (recirculare la presiune joasă)

În cazul folosirii gazelor arse la presiune ridicată (prin plasarea zonei de prelevare se beneficiază de efectul dinamic al curgerii gazelor din colectorul de evacuare) sau joasă, se constată o scădere apreciable a emisiei de oxizi de azot, dar și o creștere a emisiei de particule. Pentru o bună corelare a celor două emisii, având în vedere și consumul specific efectiv de combustibil, cantitatea optimă de

gaze recirculate trebuie să nu depășească 10% la sarcină totală și 30% la sarcini parțiale (încercări pe motorul Deutz BF6M2013C) [16].

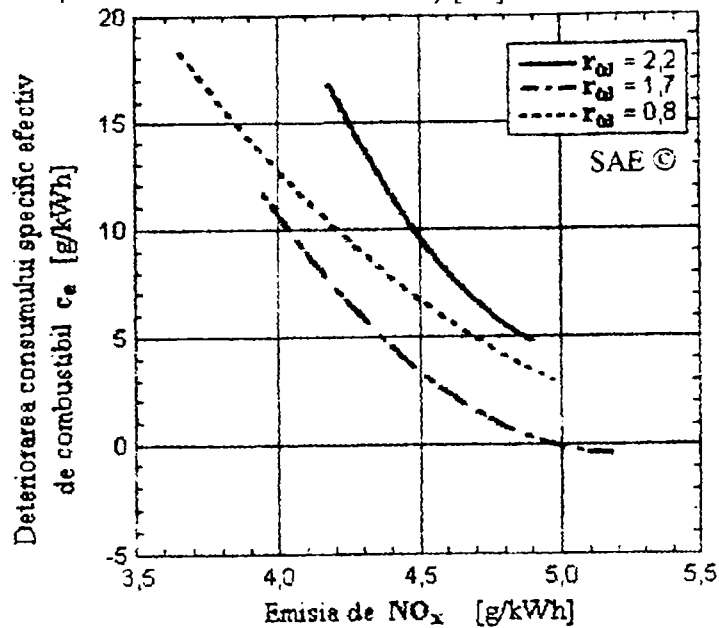


Fig. 5.36 Influența raportului de vârtaj asupra emisie de NO_x și a consumului specific de combustibil [6]

Și alegerea corectă a raportului de vârtaj influențează atât emisia de oxizi de azot cât și consumul specific de combustibil – fig. 5.36.

Emisii evacuate de motor
HC, CO, PM, NO_x

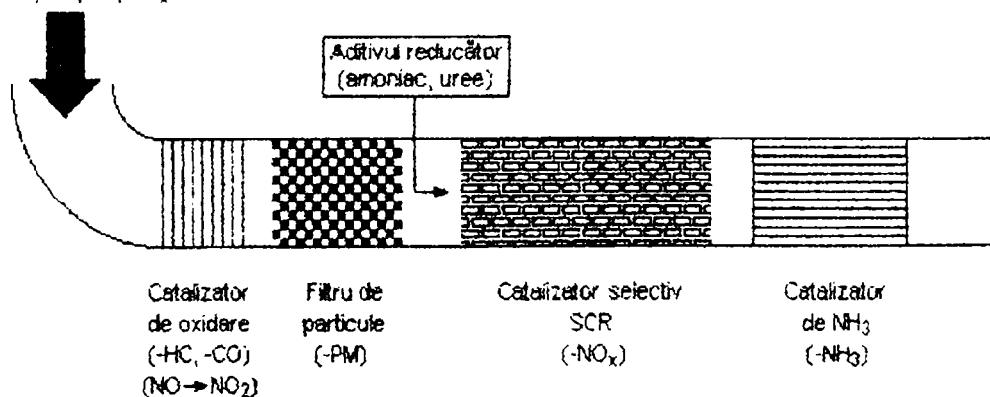


Fig. 5.37 Schema de principiu a sistemului de post-tratare a gazelor de evacuare la un motor diesel

Oxizii de azot ($\text{NO}_x = \text{NO} + \text{NO}_2$) din gazele de evacuare ale motorului diesel se compun în cea mai mare măsură din NO (partea de NO_2 reprezintă aproximativ

10%). În catalizatorul de oxidare DeNO_x, pe lângă reducerea emisiilor de HC și CO – fig. 5.37, are loc și o transformare a oxidului de azot NO în azot și apă:

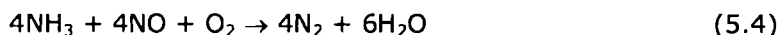


precum și o neutralizare a ionilor de azot:

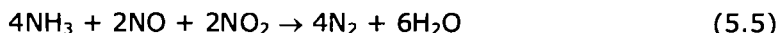


Pentru desfășurarea acestor reacții, hidrogenul joacă rolul aditivului. În cazul amestecurilor sărace, oxigenul în exces consumă acest aditiv producând apă. Ca urmare, este necesar să se apeleze la un alt aditiv, cum ar fi amoniacul NH₃, ureea (NH₂)₂CO, acidul cianhidric HCN, care să reacționeze selectiv cu NO – fig. 5.37.

În catalizatoarele SCR standard, eliminarea oxidului de azot decurge după reacția:



reacție ce decurge mult mai repede pentru amestecul de NO și NO₂ în proporția 1:1 (catalizatoare SCR rapide):



dar viteza reacției descrește rapid (cantitatea de NO₂ este prea mică). Se preferă varianta de oxidare a unei părți din NO la NO₂ în catalizatorul de oxidare DeNO_x, acesta având ca element activ platina:



oxidare care nu trebuie să conducă la obținerea a mai mult de 50% NO₂, ca să nu rămână NO₂ netransformat în baza reacției (5.6) și care ar putea reacționa cu viteză mai mică decât în cazul SCR standard:



Aceste catalizatoare funcționează cu o eficiență de 90%, dacă temperatura gazelor de evacuare se situează în intervalul 350...400°C [19]. La temperaturi mai mari ale gazelor de evacuare se reduce selectivitatea prin oxidarea parțială a amoniacului, iar la temperaturi mai mici activitatea catalizatorului scade.

Aceste catalizatoare pot fi ameliorate prin înlocuirea amoniacului cu soluție de uree, care introdusă în gazele de evacuare calde, se descompune prin efect de termoliză în amoniac și acid cianhidric:

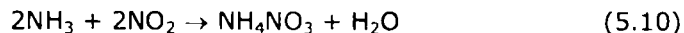


Acesta din urmă, împreună cu apa, putându-se transforma în amoniac și bioxid de carbon:



O proporție de 1:1 între NH₃ și NO_x este folosită în mod obișnuit pentru a evita pierderi de amoniac, acesta trecând doar prin catalizator și regăsindu-se în

gazele de evacuare. Catalizatorul poate să stocheze o cantitate de NH_3 pentru a interveni rapid atunci când au loc modificări rapide ale turației și sarcinii motorului. Pot să apară și reacții nedorite cum ar fi formarea de N_2O în loc de N_2 și oxidarea amoniacului. De asemenea, o parte din NO_2 poate forma, împreună cu amoniacul la temperaturi sub 200°C , nitrat de amoniu NH_4NO_3 .



Prin încălzire rapidă (de exemplu, la mărirea sarcinii motorului), azotatul de amoniu se poate descompune formând N_2O :



Prezența sulfurului în combustibil influențează negativ depoluarea motorului diesel: cu cât conținutul în sulf este mai mare, cu atât emisiile de particule și oxid de carbon cresc. Sulful prezent în combustibil scoate rapid din funcțiune catalizatorul de NO_x .

Catalizatoarele în care au loc reacțiile menționate anterior au celule confecționate din cordierit acoperit cu TiO_2 sau $\text{TiO}_2\text{-WO}_3\text{-V}_2\text{O}_5$. Combinând încărcarea cu sarcini electrice a gazelor evacuate (crearea unei plasmă non-termice) cu un catalizator pe bază de zeolit, se speră ca reducerea NO_x să ajungă la 90% (în prezent s-a obținut reducere de 70 %). Acest tip de catalizator nu este afectat de prezența sulfurului în combustibil [4].

Injecția ureei începe la o temperatură de intrare în catalizator de 150°C , puțin peste punctul de fierbere al ureei, la 135°C . La scăderea temperaturii sub 200°C în catalizatorul SCR cu zeolit, conversia NO_x scade vertiginos. În schimb, când temperatura de intrare în catalizator este de 270°C , conversia NO_x atinge 93...95% [21].

Tabelul 5.5 prezintă comparativ emisiile cu și fără catalizator SCR cu uree pentru un motor diesel american, cu 6 cilindri în line, $V_t = 12 \text{ dm}^3$, turbosupraalimentat, cu răcire intermediară, pus să funcționeze după regimul tranzitoriu american la cald și la rece și după testul OICA.

Emisia mai ridicată de CO, cu toate că se află sub limita impusă de standardele actuale, se explică prin formarea oxidului de carbon ca produs secundar la hidroliza ureei.

Firma Siemens AG, analizând funcționarea autovehiculului în mediu urban a imaginat un ciclu de funcționare al motorului în care secvențele cuprind variația turației între 1000 și 2000 rpm și momentul motor între 10 și 80 Nm. Aplicând acest ciclu unui motor dotat cu catalizator SCR cu amoniac, dar fără pre-tratarea cu plasmă non-termică a gazelor de evacuare (ca în cazul PNNL), emisia de NO_x a scăzut cu 30%. Prin tratarea gazelor de evacuare cu plasmă având o putere medie de 280 W, înainte de catalizatorul SCR, emisia de NO_x a scăzut cu 60% [21].

Ureea folosită este o soluție de 30...32,5(m) în apă și rămâne nemodificată chiar când soluția îngheață (la -11°C). Adăugând aditivi în soluție, aceasta poate rămâne în stare lichidă până la temperaturi de -30°C .

Filtrele catalitice selective SCR (Selective Catalytic Reduction) pe bază de uree au fost folosite începând cu anul 1980, pentru diminuarea poluării produse de turbinele cu gaze, de instalațiile de incinerare a deșeurilor menajere și de motoarele diesel staționare. Apoi utilizarea lor s-a extins și la motoarele navale, de tracțiune feroviară și rutieră grea. Începând cu 1990, ureea este folosită din ce în ce mai mult și are tendința de a înlocui amoniacul lichid sau anhidru. Fig. 5.38 prezintă

alcătuirea unui sistem de post-tratare a gazelor evacuate pentru reducerea emisiei de NO_x , realizat de firma Bosch. Unitatea de calcul primește informații despre regimul de funcționare al motorului (sarcină, turație) pentru a doza corespunzător ureea. Aplicarea sistemului conduce la reducerea emisiei de NO_x cu 70%, o economie de combustibil de 5...10% și o reducere a emisiei de particule [22].

Tabelul 5.5

Emisia	Motor fără SCR uree	Motor cu SCR uree	Diferența [%]
Testul tranzitoriu american la rece			
NO_x [g/CPh]	6,24	2,77	-55,6
HC [g/CPh]	0,06	0,00	-100,0
PM [g/CPh]	0,09	0,07	-22,2
NH_3 [ppm-media]	0,00	0,35	-
CO [g/CPh]	1,80	2,31	+28,3
CO_2 [g/CPh]	575,00	557,00	-3,1
Testul tranzitoriu american la cald			
NO_x [g/CPh]	5,25	1,55	-70,5
HC [g/CPh]	0,06	0,00	-100,0
PM [g/CPh]	0,08	0,06	-25,0
NH_3 [ppm-media]	0,00	0,40	-
CO [g/CPh]	1,012	1,54	+37,5
CO_2 [g/CPh]	552,00	554,00	-0,4
Testul OICA			
NO_x [g/CPh]	4,86	0,70	-85,6
HC [g/CPh]	0,01	0,00	-100,0
PM [g/CPh]	0,04	0,04	0,0
NH_3 [ppm-media]	0,00	0,24	-
CO [g/CPh]	0,29	0,29	0,0
CO_2 [g/CPh]	506,00	515,00	+1,8

Firma britanică Johnson Matthey a unificat cele două filtre, cel de particule cu regenerare continuă CRT și cel de reducere selectivă a NO_x – SCR, într-unul singur SCRT. Temperatura optimă de funcționare a acestui catalizator este 300°C.

O altă cale de control a emisiei de NO_x o constituie folosirea sistemelor de injecție cu comandă electronică funcționând la presiune ridicată: pompă individuală (Unit Pump) aplicată de firma Mercedes-Benz, pompă injector (Unit Injector) folosită de firmele Volvo, Scania, Iveco sau Common Rail adoptată de Renault, MAN și Cummins. Utilizând aceste sisteme, se pot realiza mai multe injecții într-un ciclu motor. Dacă se folosesc injectoare cu dispozitiv de acționare piezoelectric sunt posibile 5 injecții: două înaintea injecției principale (pilotul și pre-injecția), care au rolul de a reduce emisia de NO_x , zgomotul și vibrațiile motorului, iar prima post-injecție (după injecția principală) are rolul de a arde particulele rămase în urma procesului de ardere, iar a doua post-injecție are rolul de a ridica temperatura la valoarea necesară purificării filtrului de particule (timp de 5 minute la fiecare 80.000 km). În același timp, post-injecția furnizează o cantitate de HC care servește ca agent reducător pentru NO_x [28].

În încercările făcute pe un monocilindru Mercedes din seria 500 s-a constatat că în cazul folosirii sistemului Common Rail (CR), emisia de oxizi de azot este mult mai mare decât în cazul folosirii pompei individuale, iar pentru a obține

aceeași emisie de NO_x , avansul la injecție a fost micșorat cu aproape 2°RAC , modificare care s-a concretizat într-o penalizare a consumului de combustibil. În cazul sistemului CR s-a constatat apariția unei turbulențe nedorite în sacul injectorului, turbulență care conduce la separarea jetului și apariția unei iregularități în controlul ridicării acului. Din această cauză, jeturile au un unghi de dispersie mare și penetrație mică, iar formarea amestecului este necorespunzătoare. În cazul pompei individuale, jeturile au caracteristici aproape identice la fiecare orificiu. Pentru a elimina acest neajuns, au fost aduse diferite modificări constructive injectoarelor.

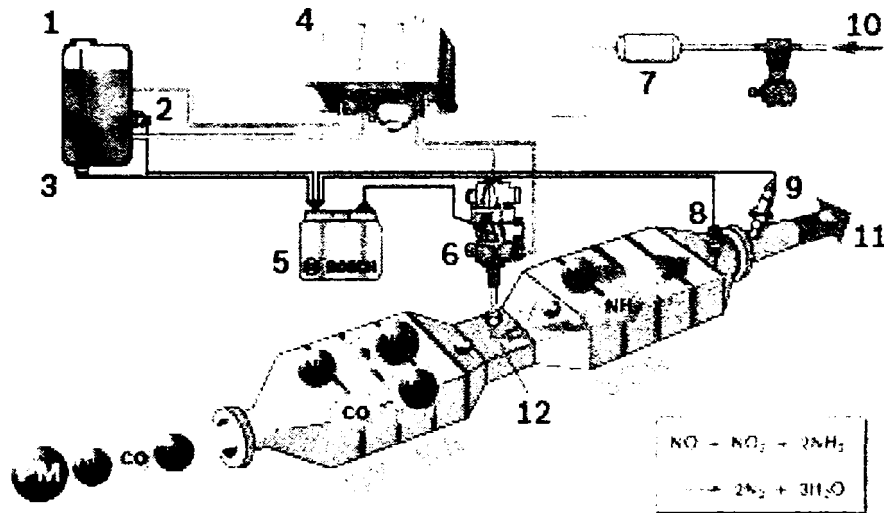


Fig.5.38 Sistemul Bosch de post-tratare a gazelor de evacuare pentru reducere a emisiilor de NO_x

1 - rezervor uree; 2 - senzor temperatura; 3 - senzor nivel; 4 - modul alimentare combustibil; 5 - ECU; 6 - supapă de dozare; 7 - rezervor aer; 8 - senzor temperatură gaze evacuare; 9 - senzor gaze evacuare; 11 - aer introdus; 12 - pulverizator uree

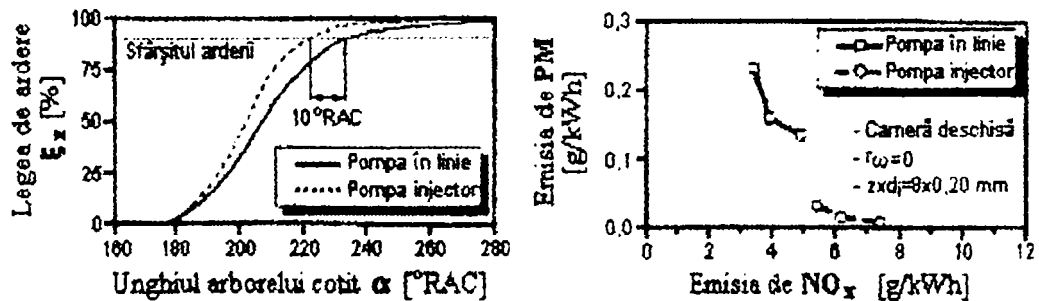


Fig. 5.39 Influența presiunii de injecție asupra accelerării arderii și asupra emisie de NO_x și particule, la regimul nominal

Așa cum s-a mai amintit, presiunile mari de injecție constituie o cale eficientă de accelerare a arderii – fig. 5.39, cu consecințe favorabile atât asupra emisiilor poluante cât și a consumului de combustibil. Din acest motiv, se constată o evoluție continuă a echipamentelor de injecție capabile de presiuni din ce în ce mai mari – fig. 5.40.

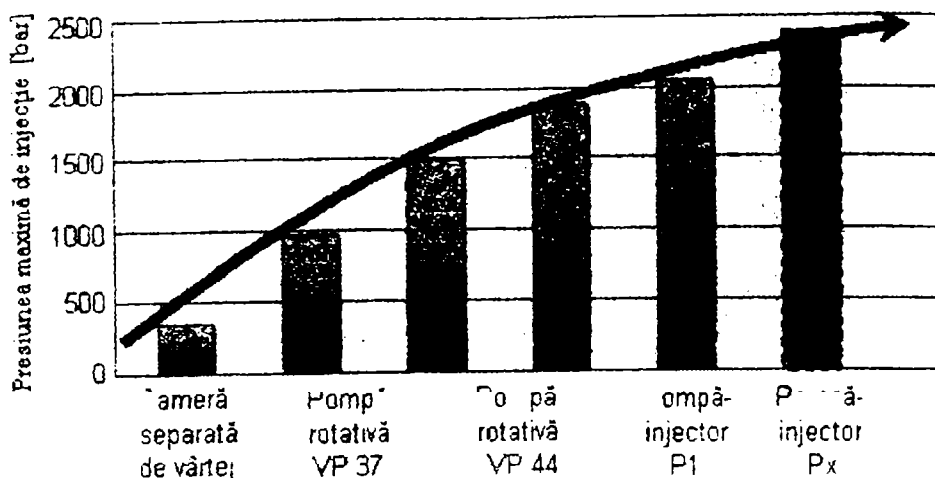


Fig. 5.40 Evoluția presiunii de injecție

5.2.4.3. Emisia de hidrocarburi

Principalele surse pentru emisia de hidrocarburi în cazul motorului diesel sunt următoarele:

- formarea în perioada de întârziere la aprindere a unor amestecuri sărace, peste limita corespunzătoare arderii;
- impactul jetului cu peretele camerei de ardere, datorită penetrației prea mari a jetului, mai ales la motoarele diesel mici;
- picături de diametru mare, rezultate în urma proastei pulverizări spre sfârșitul injecției, datorită presiunii scăzute de injecție în această fază și duratei scurte a injecției;
- stingerea flăcării (datorită pierderilor de căldură către pereții camerei de ardere) sau incompleta ardere în spații înguste (între capul pistonului și chiulasă).

Prin mărirea raportului de comprimare sau a cifrei cetanice, întârzierea la autoaprindere se micșorează, fapt care favorizează scăderea emisiei de HC. Astfel, prin creșterea raportului de comprimare de la 16 la 22, emisia de HC scade cu $\approx 50\%$ la sarcini mici și cu $\approx 33\%$ la sarcini mari, iar la folosirea unei motorine cu cifră cetanică mai mare ($CC = 57$ față de $CC = 44$), emisia de HC a scăzut cu $\approx 30\%$ [24].

Parametrii injecției – rata injecției, presiunea de deschidere a acului injectorului, penetrația jetului – au o influență foarte mare asupra emisiei de HC, mai ales în zona sarcinilor mici. Prin reducerea ratei de injecție, cantitatea de combustibil injectată în perioada întârzierii la aprindere fiind mai mică, determină formarea unor cantități reduse de amestec foarte sărac și în consecință, micșorarea emisiei de HC – fig. 5.41. Pe de altă parte, reducerea presiunii de deschidere a

acului injectorului creează condiții pentru o pulverizare necorespunzătoare a combustibilului spre sfârșitul injecției – principala sursă pentru emisia de HC – fig. 5.42. Scăderea penetrației jetului sub o anumită valoare determină creșterea vertiginoasă a emisie de HC – fig. 5.43, ca urmare fie a arderii incomplete a combustibilului în perioada întârzierii la autoaprindere, fie stingerii flăcării la perete.

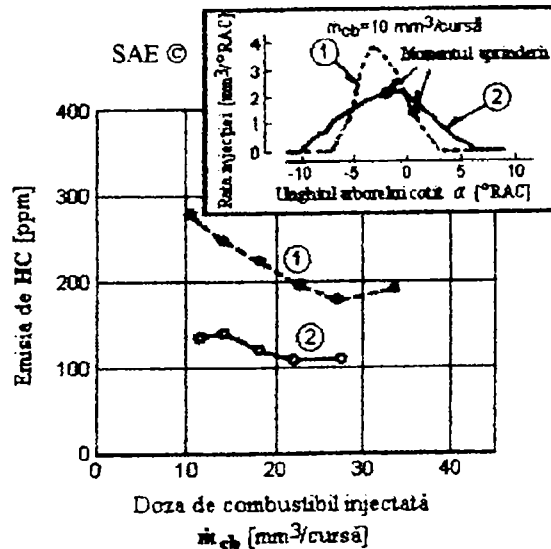


Fig. 5.41 Influența ratei de injecție asupra emisie de HC

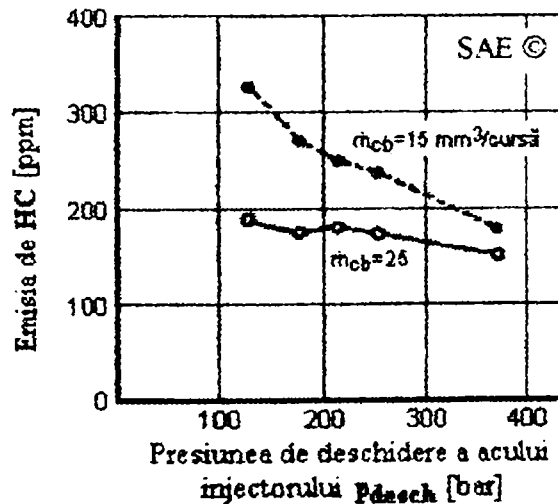


Fig. 5.42 Influența presiunii de deschidere a acului injectorului asupra emisie de HC

Și elementele constructive ale echipamentului de injecție influențează emisia de HC. Cea mai mare influență o are înălțimea de ridicare a acului injectorului: prin micșorarea acestuia de la 0,25 mm la 0,10 mm se reduce întârzierea la închiderea acului, pulverizarea finală a combustibilului este mai bună, iar emisia de HC scade

cu 33%. Asemănătoare este și acțiunea diametrului sediului acului injectorului: la micșorarea lui cu $\approx 30\%$ (de la 2,2 mm la 1,4 mm), emisia de HC s-a redus cu 20...30% pe toată gama de sarcini a motorului. Influența volumului sacului nu este certă, unii autori considerând că prezența sacului și lungimea orificiului injectorului nu au nici o influență asupra emisie de HC [24].

Modificarea construcției camerei de ardere toroidale prin execuția unei buze reduce emisia de HC cu $\approx 25\%$ în zona sarcinilor mici și mijlocii, dar nu are efect la sarcinile mari [24].

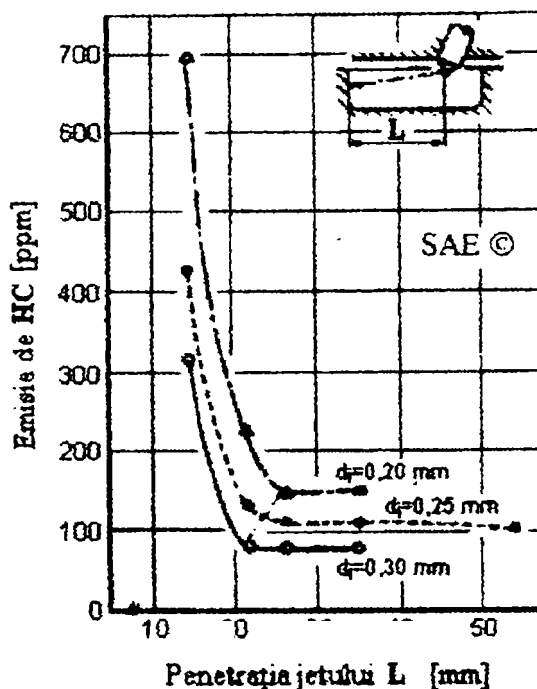


Fig. 5.43 Influența penetrației jetului asupra emisie de HC

La turații ridicate și sarcini foarte mici are loc o scădere accentuată a temperaturii în camera de ardere și stingerea flăcării. Ca urmare, emisia de HC crește substanțial. Efectul de scădere a temperaturii din camera de ardere și stingerea flăcării se constată și în cazul aplicării unei mișcări energice a gazelor din cilindru la sarcini mici ale motorului, cu creșterea emisie de HC [24].

Prin adăugarea de apă, temperatura în camera de ardere scade, iar emisia de HC se micșorează. Totodată, scade și emisia de CO (cu excepția injecției de apă în colectorul de admisie) iar consumul specific efectiv de combustibil rămâne aproape constant – fig. 5.44.

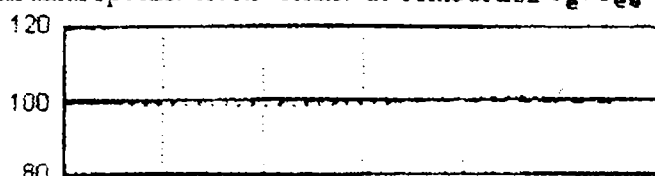
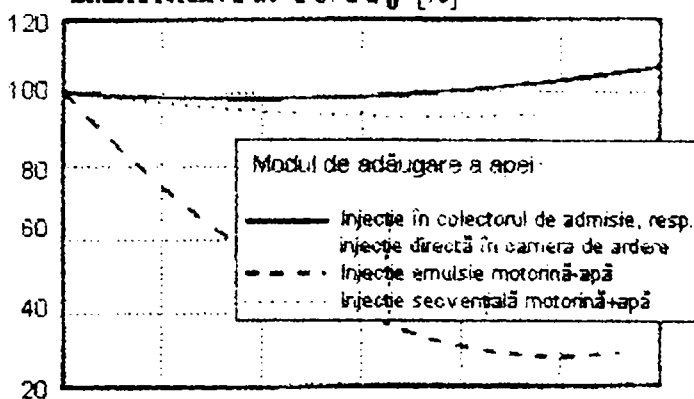
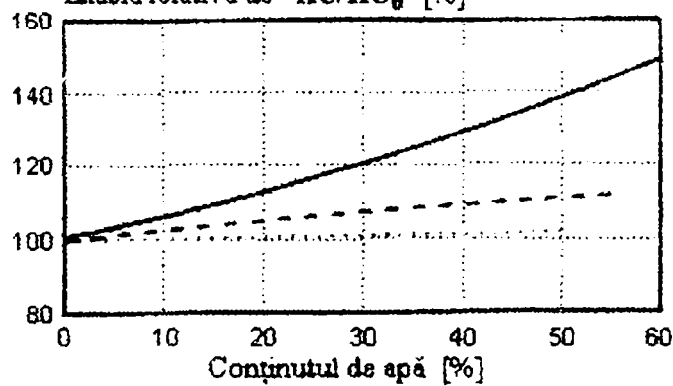
Consumul specific efectiv relativ de combustibili c_e/c_{e0} [%]Emisia relativă de CO/CO₀ [%]Emisia relativă de HC/HC₀ [%]

Fig. 5.44 Influența adaosului de apă asupra emisiilor de HC, CO și consumului de combustibil

Capitolul 6

REDUCEREA CONSUMULUI DE COMBUSTIBIL ȘI A UNOR NOXE PENTRU AUTOTURISMUL ECHIPAT CU MOTOR CU ARDERE INTERNĂ

Consumul de combustibil și deci implicit și emisiile poluante ale motoarelor de autovehicule depind de consumul specific al motorului și de condițiile în care se circulația acestora. Sunt însă și unele caracteristici constructive și funcționale ale autovehiculelor care la rândul lor intervin în determinarea consumului de combustibil.

Consumul de combustibil, la 100 km rulați, se poate exprima astfel:

$$C'_{100} = \frac{c}{\delta \cdot \eta_t} \cdot \left(G_a \cdot \psi + \frac{k \cdot A \cdot v^2}{13 \cdot G_a} + \delta \cdot \frac{G_a}{g} \cdot \frac{dv}{dt} \right) \quad (6.1)$$

unde: G_a - greutatea totală a autovehiculului;
 c - consumul specific de combustibil al motorului
 δ - coeficientul de calcul al influenței maselor aflate în mișcare de rotație;
 k - coeficientul aerodinamic al caroseriei autovehiculului;
 A - secțiunea transversală a caroseriei autovehiculului;
 v - viteza de deplasare
 η_t - randamentul global al transmisiei.

Asupra consumului de combustibil influențează în mare măsură, factorul aerodinamic - (produsul kA - rel. 6.1), mai ales la viteze mari de circulație.

6.1. Efectul transportului pe portbagajului autoturismului

La circulația cu portbagaj simplu, la circulația autoturismului cu viteza de 80km/h, majorarea consumului de combustibil datorată creșterii rezistențelor aerodinamice este următoarea:

Tabelul 6.1

Nr. Crt.	Încărcare portbagaj pe acoperiș	Majorarea consumului de combustibil [l/100km]
1.	Portbagaj neîncărcat	+ 0,7
2.	Portbagaj cu carcasă de bagaje, de formă aerodinamică	+ 1,5
3.	Bicicletă prinsă la verticală	+ 2...4

Dacă se circulă cu bicicleta pe portbagajul autoturismului, la fiecare 1000 km parcurși, costurile suplimentare cu combustibilul vor fi în medie de 15 €.

6.2. Efectul încălzirii motorului după pornire

Pentru un autoturism VW Passat, cu cilindrarea de 1600 cm³, la 0°C temperatura mediului ambiant, sunt de reținut datele din tabelul 6.2.

Tabelul 6.2

Nr. crt.	Distanța parcursă [km]	Consum de combustibil [l/100km]	Observații
1.	0 (pornire)	50	
2.	1	25	
3.	2	17	
4.	3	12	
5.	4	10	încheiere încălzire motor

Datele prezentate impun punerea în mișcare cât mai rapid a autoturismului, imediat după pornirea motorului, acesta neavând de suferit datorită faptului că sistemul de ungere al motorului funcționează sub presiune.

6.3. Efectele treptelor de viteză asupra consumului de combustibil de cale

Incercări efectuate asupra unui autoturism Mercedes – Benz C2200, la o viteză medie de deplasare de 60 km/h, sunt prezentate în tabelul 6.3.

Tabelul 6.3

Nr. crt.	Treapta de viteză	Consum de combustibil de cale [l/100km]
1.	5	5,7
2.	4	8,2
3.	3	12,0
4.	2	17,3

Se constată avantajul exploatării autoturismului într-o treaptă superioară de viteză, respectiv exploatarea autoturismului la turații ale motorului cât mai apropiate de cea corespunzătoare consumului minim de combustibil (turația economică).

În cazul urcării unei rampe, în raport cu treapta de viteză, gradul de acționare a clapetei de accelerație și turație, se înregistrează următoarele consumuri de combustibil de cale – tabelul 6.4:

Tabelul 6.4

Nr. crt.	Treapta de viteză	Gradul de acționare clapetă accelerație	Turația [rot/min]	Consum combustibil [l/100 km]
1.	3	1/4	2600	13,1
2.	4	1/2	2000	11,5
3.	5	3/4	1500	9,8

Și în această situație, la funcționarea într-o treaptă superioară de viteză a autoturismului, atât pentru motoare diesel cât și m.a.s., cu gestiunea electronică a

formării amestecului, consumul de cale se reduce, chiar dacă turațiile motorului sunt diminuate.

6.4. Efectul deplasării la viteză constantă și al raționalizării deplasării în trafic dens cu motorul oprit („stop & go”)

Se constată că la deplasarea în trafic dens, bară la bară, dacă nu se dispune de transmisie automată, este indicat să se circule, pe cât posibil, cât mai mult cu motorul oprit (procedeul „stop & go”) – tabelul 6.5.

Tabelul 6.5

Nr. crt.	Deplasare cu 45 km/h, autoturism clasă medie		Deplasare în trafic dens			
	Treapta de viteză	Consum de cale [l/100 km]	Fără oprire motor	Cu motor oprit	Consum [l/100 km]	Consum [l/100 km]
1.	1	28	da		25	
2.	2	11,5		da		7,5
3.	3	6,5				
4.	4	5,0				
5.	5	4,3				

6.5. Efectele transportului rutier asupra mediului

Reducerea consumului de combustibil are efecte pozitive asupra nivelului de noxe emise. Dacă ne raportăm la funcționarea în treapta a 2-a de viteză la turația motorului de 3500 rot/min, la 2500 rot/min se vor reduce emisiile de CO la 50%, de hidrocarburi (HC) la circa 30% și NOx la circa 25% - tabelul 6.6.

Tabelul 6.6

Nr.crt.	n [rot/min]	CO [%]	HC [%]	NOx [%]
1.	3500	100	100	100
2.	2500	-49,7	-31,3	-23,1

În Germania, în landul Bader Wurtemberg, contribuția CO₂ – foarte periculos pentru efectul de seră modificările climatice, reprezintă circa 30% din emisiile eşapate de motoarele de autovehicule.

1 litru de benzina poate produce prin ardere 2320 g CO₂, iar 1 litru de motorină produce 2620 g CO₂.

În Germania, se preconizează ca într-un viitor apropiat să se limiteze emisiile de CO₂ la 140 g/1 km parcurs.

6.6. Efectele conducerii economic – energetice a autoturismului și norme antipoluare

Pentru un tronson de 28 km, sunt date informații legate de parcurgerea acestuia în 32 minute, respectiv în 39 minute – tabelul 6.7.

Din tabel, rezultă clar avantajul conducerii temperate a automobilului.

Efectul de seră, tot mai manifest, impune reducerea emisiilor de particule prescrise pentru normele EURO 5 și în discuție pentru EURO 6. În tabelul 6.8, sunt redată cronologic limitele pentru noxele normate.

Tabelul 6.7

Nr. crt.	Durăță parcurs [min]	Consum de cale [l/100 km]	Gaze eșapate [%]	Nr. opriri la semafor	Frânări cu motor	Schimbări de viteze	Nr. schimbări de cai de rulare
1.	32	10,7	100	20	40	120	50
2.	39	7,7	64	7	15	55	0

Tabelul 6.8

Data	Norma	CO g/kWh	HC g/kWh	NO _x g/kWh	PT g/kWh
1987	-	14	3,4	18,0	-
1991	EURO 0	11,2	2,5	14,2	-
1.07.1992	EURO 1	4,5	1,1	8,0	0,67
1.10.1995	EURO 2	4,0	1,1	7,0	0,30
2000	EURO 3	2,1	0,66	5,0	0,10
2004	EURO 4	1,0	0,5	<3	<0,10
01.09.2009	EURO 5	1,0 – m.a.s. 0,5 – m.a.c	HC + NO _x = 0,23		0,005

6.7. Sinteză privind raționalizarea utilizării autovehiculului

- Se va acorda atenție la achiziționarea modelului și a motorizării. Pentru persoane care doresc să dispună de un automobil andurant și încă economic, dacă se oferă trei motorizări diesel – model turbosupraalimentat de 90 CP, 105CP și 120 CP (același motor, diferența de putere obținându-se din modificarea presiunii de supraalimentare și din gestiunea electronică a injecției), se recomandă motorul de 105 CP, propice mai ales traficului city;
- Se va alege motorizarea care asigură cea mai rapidă încălzire după plecarea de pe loc;
- Se verifică comoditatea acționării manuale a diferitelor comenzi;
- Se pornește motorul fără apăsarea pedalei de accelerație;
- Vitezele se schimbă chiar înaintea limitelor recomandate (de exemplu, la 1500 rot/min, dacă turația recomandată este de 2000 rot/min) și se circulă cu viteză cât mai constantă, după intrarea în regim;
- La mersul în palier și șosea liberă, se va circula cu automobilul scos din viteză. Se poate folosi retarderul ca frână de motor eficace și mai economică;
- Motorul se oprește la staționarea la semafor;
- Nu se vor cupla consumatori de la bord, dacă nu este neapărat necesar (climatizare, încălzire scaune, proiectoare ceață, etc);
- Se verifică și se asigură presiunea în pneuri la valoarea recomandată. O presiune cu 0,6...0,8 bar mai mică, determină majorări ale consumului de cale de 2...3 l/100km, cu toate neajunsurile suplimentare ce decurg din această situație;

112 - Reducerea consumului de combustibil și a unor noxe - 6

- Se folosesc anvelopele recomandate de producătorul autovehiculului, corespunzător anotimpului;
- Nu se încarcă portbagajul cu sarcini inutile (lanțuri pentru roți, saci cu nisip, scule, etc);
- După utilizarea portbagajului de acoperiș, acesta se demontează (un portbagaj gol, la viteza de 80 km/h majorează consumul de cale cu 0,7 l/100km);
- Uleiul și toate filtrele se schimbă la termenele și cu materialele stabilite de producătorul autovehiculului;
- Se efectuează regulat inspecțiile tehnice complete ale autovehiculului;

Capitolul 7

METODE MODERNE DE CERCETARE A POLUANȚILOR CHIMICI

Cercetarea genezei poluanților și a eficienței mijloacelor de combatere a acestora impun identificarea naturii și a concentrației substanțelor poluante prin metode și cu echipamente cât mai performante. Acestea trebuie să satisfacă o serie de cerințe distincte, cum sunt: timp de răspuns scăzut, mai ales pentru măsurătorile continue, costuri legate de încercări și materialele consumabile să fie cât mai mici, fiabilitate și precizie cât mai mari.

Întrucât metodele de investigație se aplică unei probe prelevate din gazele de evacuare, aceasta nu trebuie să sufere modificări în perioada deplasării în sistemul de prelevare sau în perioada de conservare (adsorbție - desorbție la perete, condensare, reacții chimice între componenți, etc).

7.1. Analiza substanțelor nelimitate prin norme

Metodele de analiză aplicate pentru determinarea componentelor gazelor de evacuare nelimitate prin norme nu sunt nici ele reglementate de astfel de norme. Deși pentru prelevarea probelor se pot utiliza, în parte, metode aplicate componentelor limitate prin norme, la înregistrarea analitică se pot aplica metode unice pentru anumite grupe de substanțe. Acest fapt este justificat în principal prin două cauze: pe de-o parte, sensibilitatea aparatelor de măsură aplicabile componentelor gazelor de evacuare limitate prin norme nu corespunde cerințelor efectuării cercetărilor componentelor care nu sunt limitate prin norme, componente a căror concentrație este de multe ori mult mai redusă, iar pe de altă parte, selectivitatea aparatelor existente este insuficientă.

Au fost elaborate tehnici de înregistrare de înaltă sensibilitate, precum și unele metode de prelucrare prealabilă a probelor pentru separarea dorită a substanțelor necesare. Această prelevare selectivă a probelor, dirijată spre separarea și detectarea specială a substanțelor a primit denumirea de "micro - analiză".

Metodele de microanaliză se bazează în principal pe principii fizice sau fizico - chimice de măsurare. Printre acestea sunt, de exemplu, metode cunoscute precum spectrometria de masă, cromatografia, gravimetria, termo-gravimetria, combinații ale cromatografiei cu spectrometria de masă.

Metodele clasice, pur chimice, de analiză nu se pot aplica, în majoritatea cazurilor, unor serii mari de măsurători, datorită timpului îndelungat de lucru și a costurilor mari pe care le implică. De aceea, unde a fost posibil, ele s-au înlocuit cu metode moderne, în mare măsură automatizate.

Metodele utilizate pentru prelevarea probelor și metodele de analiză pentru diferite componente din gazele de evacuare nelimitate prin norme, sunt prezentate în tabelul 7.1.

Tabelul 7.1

Componenta	Metoda de prelevare a probelor *	Metoda de analiză **
Masa totală a particulelor	Filtrare	Gravimetrie
Cianuri totale	Absorbție	Fotometrie
Amoniac	Absorbție	Fotometrie
Dioxid de sulf	Absorbție	Titrare
Sulfați	Filtrare	Fotometrie
Hidrogen sulfurat	Absorbție	Fotometrie
Aldehide totale	Absorbție	Absorbție
Aldehide separate și cetone	Absorbție	HPLC (metoda DNPH)
Fenoli totali	Absorbție	Fotometrie
Hidrocarburi separate	Sac colector	GC / FID
Hidrocarburi aromatice policiclice	Filtrare Filtrare cu absorbție	DSC/HPCC,GC / FID,GC / MC
Combinatii organice legate de particule	Filtrare	Extracție, termogravimetrie
Compoziția elementară a particulelor	Filtrare	Analiză elementară, amortizare atomică și spectroscopie Roentgen - fluorescentă

* Prelevarea probelor se face din gazele de evacuare diluate, exceptând analiza hidrocarburilor aromatice policiclice, pentru care prelevarea probelor se face direct din curentul de gaze de evacuare nediluate.

**DSC - cromatografia straturilor subțiri;

HPLC - cromatografie lichidă de înaltă sensibilitate;

GC / FID - cromatografie cu detector de ionizare a flăcării;

GC / MC - cromatografie cu spectroscopie de masă.

7.2. Spectrometria de masă

Această metodă analizează compoziția chimică a unui amestec de gaze în funcție de comportarea particulelor sale încărcate electric într-un câmp electromagnetic. Proba de gaze analizată este bombardată cu electroni cu energie înaltă, rezultând ioni de masă m și sarcină e . Aceștia sunt accelerați într-un câmp electric de tensiune U până ating viteza w cu care pătrund într-un câmp magnetic H . Traectoria inițială a electronilor se curbează cu raza:

$$r = \left(\frac{2 \cdot U \cdot m}{e \cdot H^2} \right)^{0,5} \quad (7.1)$$

Raza de curbură poate fi modificată convențional acționându-se asupra lui U sau H , astfel că particulele cu un anumit raport caracteristic m/e să ajungă la detector. Răspunsul detectorului este proporțional cu numărul de ioni cu același raport m/e , adică cu concentrația inițială a substanței analizate.

Spectrometrul de masă se folosește pentru determinarea tuturor substanțelor dintr-un amestec, pe baza înregistrării continue a razei de curbura a traiectoriei particulelor. Datorită descompunerii sau ionizării duble din faza bombardării electronice, spectrul de masă al unei substanțe are mai multe vârfuri (spectru de fragmentare), fiecare corespunzând unui raport m/e caracteristic, iar înălțimea vârfului este proporțională cu concentrația sa în amestec. La un amestec cu mai mulți componenți, spectrele de fragmentare interferează și fiecare vârf al spectrului poate fi rezultanta mai multor vârfuri, complicând analiza. Pentru efectuarea analizei, este necesar să se cunoască compoziții probabili din amestec și spectrul de fragmentare al acestora.

Această metodă de analiză este foarte sensibilă, ea poate fi folosită pentru determinarea unor concentrații de ordinul 1 ppm (parte pe miliard).

7.3. Cromatografia

Cromatografia este o metodă de separare a amestecurilor multicomponente. Ea se bazează pe repartitia diferită a componentelor unui amestec între o fază mobilă și una staționară, având ca urmare deplasarea cu viteză diferită a componentelor purtate de faza mobilă de-a lungul fazei staționare.

Există mai multe variante ale metodei, în funcție de tehnica, modul de lucru și proprietățile fizico - chimice ale fazelor. Cea mai importantă clasificare are drept criteriu starea de agregare a fazei mobile, și anume:

- cromatografie în fază gazoasă;
- cromatografie în fază lichidă.

Principalele deosebiri între cele două metode sunt:

- folosirea unei faze mobile atrage după sine utilizarea unor coloane de separare, în timp ce faza mobilă lichidă permite și aplicarea altor tehnici, cum ar fi cromatografia pe hârtie sau în strat subțire;
- transferul de masă este cu câteva ordine de mărime mai rapid în gaze decât în lichide, viteza de separare fiind mai rapidă în fază gazoasă față de faza lichidă;
- faza mobilă gazoasă se pretează mai bine la determinarea cantitativă a unor mase mici de substanță, cromatografia în fază gazoasă fiind astfel o metodă de microanaliză calitativă și cantitativă.

În cromatografia gazoasă, procesul de separare al componentelor se bazează pe legile termodinamice ale echilibrului fazelor, care se stabilește la trecerea amestecului printr-o coloană de separare.

O categorie de coloane de separare au pereții prevăzuți cu un material adsorbant poros, care reține prin adsorbție un anumit component, stabilindu-se un echilibru între fracțiunea componentului rămasă în amestec și fracțiunea adsorbită. Conform legii lui Henri, cantitatea adsorbită este proporțională cu concentrația componentului în amestec.

Altă categorie de coloane, cele de partiție, sunt prevăzute cu materiale poroase impregnate cu un lichid. O parte a componentului se dizolvă în acest lichid, până se atinge echilibrul cu faza rămasă în amestecul de gaze. Conform legii lui Nernst, concentrația finală a fracțiunii dizolvate în faza lichidă este proporțională cu concentrația componentului în faza gazoasă.

Analiza hidrocarburilor existente în gazele de evacuare se realizează prin cromatografie de partiție. Pentru analiză se injectează o cantitate determinată dintr-un gaz purtător inert (heliu sau azot) care nu interacționează cu proba. În ordinea afinității față de materialul coloanei, componentii amestecului se separă, părăsind

coloana pe rând. Gazul care iese este analizat de un detector care sesizează apariția componentilor sub forma unei succesiuni de semnale în funcție de timp, obținându-se grafic o cromatogramă.

Primul vârf de pe cromatogramă corespunde momentului când ajung în detector componentii care nu sunt reținuți în colector, iar coada cromatogramei corespunde componentilor care nu sunt bine separați. Intervalul de timp dintre momentul injectiei probei și momentul apariției primului vârf se numește timp de reținere și caracterizează o substanță dată, acesta putând servi la identificarea substanțelor, folosind o cromatogramă de etalonare. Concentrația unui component în amestec poate fi determinată calculând aria unui vârf, care este proporțională cu cantitatea inițială a componentului în amestec. Timpul de reținere depinde de temperatura fazei lichide din coloană: prin scăderea temperaturii, se mărește timpul de reținere și se mărește rezoluția.

Cromatografia are dezavantajul de a nu permite analiza continuă a gazelor de ardere, și o durată de analiză destul de mare.

Avantajele cromatografiei:

- posibilitatea de a analiza toate gazele și toate substanțele lichide sau solide care pot fi evaporate fără descompuneri;
- cantitatea de probă este redusă, fiind de ordinul $10^{-6} \dots 10^{-3}$ g;
- pot fi analizate și substanțe solide prin descompunerea lor termică controlată (piroliză)

Sensibilitatea analizelor depinde de detectorul utilizat. Concentrația măsurată cu detectorul de conductibilitate este de 0,1 % iar cu detectorul cu ionizare a flăcării de 1 ppm.

7.4. Gravimetria și termogravimetria

Metoda gravimetrică urmărește determinarea masei probei de analizat prin cântărire. Este folosită la determinarea masei totale de particule, dar și la analiza compoziției acestora. Mijloacele cele mai folosite sunt microbalanțele analitice (încărcare maximă de 20 g și sensibilitate 10^{-3} g), ultra-microbalanțele (încărcare maximă de zeci de mg și sensibilitate de 10^{-4} g) și nanogram - balanțele (încărcare maximă de 20 mg și sensibilitate de 10^{-6} g).

Termogravimetria urmărește variația greutateii substanțelor la diferite temperaturi și intervale de timp, prin cântărirea lor după fiecare etapă. În prezent, proba este cântărită continuu în timp ce este încălzită într-un cuptor în care ridicarea temperaturii se realizează cu viteză constantă. Metoda se folosește cu precădere în analiza compoziției particulelor, mai ales a fracțiunilor organice.

7.5. Fotometria

Metodele fotometrice se bazează pe măsurarea valorii absolute a absorbției luminii, servind la determinarea concentrației unui component dintr-un amestec.

Principiul măsurării fotometrice este următorul: lumina emisă de o sursă trece printr-un monocromator care lasă să treacă o bandă îngustă de lungimi de undă și apoi trece prin soluția cercetată, ajungând la o celulă fotoelectrică. Intensitatea luminoasă se compară cu intensitatea radiației ce trece prin amestecul fără componentul urmărit, diferența fiind proporțională cu concentrația măsurată. Monocromatorul separă lumina albă prin refracție sau mai adesea prin difracție, și printr-o fantă mobilă în raport cu "evantaiul" de raze monocromatice astfel obținut

filtrează "trece - bandă" lumina. Prin baleierea acestui evantai de raze, corelată mecanic sau electronic cu baleierea unei axe (a absciselor) pe hârtia unui înregistrator X - Y sau pe ecranul unui calculator, se parcurge tot domeniul frecvențelor de interes (uzual între infraroșu și ultraviolet). Ordonata diagramei spectro - fotometrice este intensitatea luminoasă (reprezentată liniar dacă se doresc determinări cantitative de precizie, sau logaritmice dacă se doresc doar aprecieri calitative, eventual numai identificări de poluanți). Neuniformitățile spectrale ale sursei luminoase sunt la rândul lor compensate mecanic sau electronic. Sursele luminoase au o construcție specială (de la sursele cu incandescență cu filamente speciale, pentru infraroșu și vizibil, până la surse cu tuburi cu descărcare în gaz, în special cu halogen, cu sticlă specială de cuarț).

7.6. Alte metode de cercetare

Laboratoarele de cercetare din domeniul motoarelor cu ardere internă și-au dezvoltat tehnici proprii de măsurare adaptate specificului problemelor studiate. De multe ori, metodele folosite sunt diferite și de aceea este necesară evaluarea corectitudinii măsurărilor. Un exemplu în acest sens este cazul analizei conținutului de hidrocarburi aromatice policiclice (PAH), care poate fi făcută prin 4 metode de analiză chimică, ale căror rezultate sunt foarte diferite [8]. Studiul este interesant, datorită procedurii folosite. De exemplu, s-au organizat două programe de măsurători în sistem turneu, la care au participat 8 laboratoare. În primul turneu s-au evaluat precizia măsurării PAH determinate prin alegerea liberă a metodei de către fiecare laborator, iar în al doilea turneu s-a impus o anumită metodă. Rezultatele studiului au arătat că nici una din cele 4 metode nu se evidențiază față de celelalte, iar folosirea unei singure metode dă precizie mai mare doar în cazul în care fiecare laborator își alege singur metoda. Deviația standard înregistrată a variat între 15...34 %, dovedindu-se o precizie suficientă pentru studiul combustibililor diesel și a efectelor PAH din particule asupra mediului.

Studii mai aprofundate asupra procesului de formare a particulelor au impus folosirea microscopului electronic, care cuplat cu un sistem computerizat de luat vederi, a dat informații asupra mărimii și structurii particulelor. Concluziile cercetării au relevat faptul că particulele sunt compuse din particule separate, de forme neregulate, cu aglomerări având structură complexă, neputând fi modelate cu o sferă, ci mai degrabă în lanțuri. Pe baza fotografiilor aglomerărilor de particule s-au putut defini o serie de mărimi specifice cum ar fi diametrul mediu al particulelor și dimensiunea Hausdorff (perimetrul aproximativ al conturului exterior al particulei) [18].

În scopul aprecierii efectelor nocive ale unor componente ai particulelor, lucrarea [21] prezintă construcția unui generator de aerosoli alcătuiți din particule emise de motoare diesel care au absorbit compuși aromatici policiclici (PAC) și a unui sistem de distribuție a aerosolilor către camere de inhalație cu animale de laborator.

De multe ori, măsurarea unor mărimi specifice poluanților diesel se face folosind aparatură proiectată pentru alte domenii. Este cazul măsurării continue a conținutului de carbon din gazele de evacuare cu ajutorul unui aparat de determinat concentrația prafului din atmosferă. Scopul cercetării [19] este de a dezvolta o metodă de măsurare continuă a conținutului de carbon, ca și a variației temporale a concentrației acestuia. Particulele sunt depuse pe o bandă de filtrare de pe care absorb radiația β a unei surse cu Kr-85 montată sub filtru. Variația intensității

radiației β , măsurată într-o cameră de ionizare, este proporțională cu masa raportată la unitatea de suprafață, astfel încât calibrarea gravimetrică a detectorului de radiații β cu filtrul acoperit cu particule duce la determinarea masei absolute. Considerând un set de valori ale masei, creșterea masei raportată la unitatea de timp se poate calcula prin metoda celor mai mici pătrate, și cunoscând debitul de aer, se poate determina concentrația cu ușurință.

Întrucât atât combustibilul cât și uleiul sunt hidrocarburi, studiul originii particulelor este greu de făcut prin analiza compoziției lor. Pentru aprecierea contribuției pe care o are uleiul la formarea emisiilor, se poate folosi tehnica trasorilor radioactivi [23]. Se adaugă în uleiul de ungere un compus organic radioactiv care conține izotopul C_{14} și care va avea rol de trasor. După amestecarea uleiului se efectuează probe de funcționare a motorului, colectându-se particulele. Se măsoară cantitatea de C_{14} , raportată la conținutul total de carbon. Contribuția uleiului la emisia de particule depinde de gradul în care C_{14} a fost diluat cu carbonul provenit din alte surse (respectiv din combustibil). Măsurarea C_{14} din emisia de particule se poate face prin metoda scintilației în lichide. Probele de particule sunt arse, obținându-se CO_2 și apă, iar aceste produse de ardere sunt absorbite de o soluție specială cu un lichid scintilator (cu rol de traductor-revelator). Scânteile emise de acest amestec sunt supuse analizei cu un spectrofotometru.

7.7. Concluzii

În concluzie, metodele de măsurare a poluanților chimici sunt foarte diverse și depind mult de obiectul cercetărilor. Pentru alegerea metodei adecvate, aceasta trebuie să îndeplinească o serie de concluzii:

- relevanță;
 - repetabilitate și reproductibilitate;
 - senzitivitate;
 - evitarea interferențelor;
 - costuri reduse;
 - utilitate și în alte măsurători similare;
 - posibilitate de abordare cu tehnicile chimiei analitice.
- Fiecare metodă propusă trebuie pusă la punct în prealabil prin teste de validare care permit:
- stabilirea pragurilor de detecție a poluantului respectiv;
 - precizarea tehnicilor de calibrare și generarea curbelor asociate;
 - definirea interferențelor;
 - verificarea stabilității de stocare a probei;
 - determinarea debitelor, a mediului de colectare și a temperaturii pentru substanța absorbantă;
 - verificarea stabilității agentului absorbant;
 - determinarea eficienței colectării;
 - determinarea domeniului de aplicabilitate (la m.a.s. sau m.a.c., etc.);
 - raportarea la tehnicile de testare a emisiilor poluante deja standardizate.

După completarea acestor teste generale de validare, se fac o serie de teste particulare de omologare, pentru fiecare din cazurile concrete de studiat, în care apar și caracteristicile echipamentelor anexă necesare pentru măsurătoare (de exemplu, parametrii constructivi ai tunelului de diluție) și de asemenea, caracteristicile tehnice ale vehiculului pe care se face testarea.

Metodele de colectare a poluanților în vederea analizei lor chimice sunt:

- colectarea directă în saci;
- colectarea chimică umedă;
- utilizarea de substanță adsorbante.

Stabilirea rezultatului măsurătorilor trebuie să țină seama de influența specifică a metodelor de colectare (de exemplu, trebuie considerate pierderile prin depunere pe pereții incintelor). Pentru a evita alterarea caracterului probelor, se impun adesea condiții speciale, de exemplu încălzirea probelor (care previne denaturarea lor prin condensarea apei), etc.

După efectuarea măsurătorilor, se realizează o serie de prelucrări experimentale care cuprind în principal următoarele operații:

- calculul mărimilor măsurate pe baza înregistrărilor făcute de analizoare;
- compararea mărimilor măsurate cu valorile limită impuse;
- evaluarea statistică a rezultatelor;
- redarea grafică a informațiilor și stocarea lor în baze de date.

Pentru a evalua efectele nocive ale poluanților, atât pe cele globale cât și pe cele locale, este necesară elaborarea în prealabil a unui model de împrăștiere a gazelor de evacuare, care să permită determinarea concentrațiilor reale de poluanți. Pentru conceperea acestui model, trebuie luate în considerare caracteristicile emisiilor poluante ale mijloacelor de transport, parametrii meteorologici, precum și condițiile de teren (tipul străzii, parametrii geometrici ai căii de rulare, ai clădirilor înconjurătoare și a tunelelor rutiere, etc.).

Concentrațiile efective, determinate conform cu modelul de răspândire, sunt comparate cu valorile limită ale concentrațiilor poluanților respectivi, stabilite de organisme abilitate în acest sens (din domeniul sănătății populației, protecției muncii, ecologiei, etc.). În general, stabilirea valorilor limită admisibile se face prin împărțirea cu coeficienți de siguranță (în jurul valorii de 100), a concentrațiilor de risc (la care apar primele semne de înrăutățire a stării de sănătate).

Capitolul 8

DIAGNOSTICAREA EMISIILOR LA BORDUL AUTOVEHICULELOR

Determinarea eficienței catalizatorilor și mai ales detectarea deteriorării acestora prin monitorizarea funcționării la bord impun respectarea unor prescripții foarte severe. În cazul m.a.s. s-a impus de exemplu a doua generație de sisteme de diagnoză la bord OBD II (On Board Diagnosis), care are ca principală cerință, supravegherea funcționării catalizatorului trivalent. Deoarece măsurarea eficienței catalizatorului trivalent prin analiza gazelor arse este nepractică și scumpă, s-au dezvoltat metodologii pentru evaluarea performanțelor catalizatorului prin procesarea unor mărimi ușor de măsurat. Este de dorit ca aceste metodologii să combine:

- simplitatea instalației de măsură;
- procesarea simplă a semnalelor, cu încărcare mică a unității electronice centrale;
- cost redus al echipamentului suplimentar;
- durabilitate mare a sistemului OBD;
- aplicativitate pe diferite configurații ale sistemelor de control a emisiilor.

Sistemele de diagnoză ale catalizatorilor cuprind un set de senzori care măsoară înainte și după catalizator una din următoarele mărimi: conținutul de oxigen (sonda λ), concentrația de HC (senzor de ionizare al suprafeței metalice la trecerea HC la temperaturi înalte), temperatura gazelor arse (tabelul 8.1).

Tabelul 8.1

Metoda	Senzorul	Principiul	Regimul de funcționare potrivit
Senzor dublu λ	Senzori de oxigen	Evaluarea capacității de stocare a oxigenului	Motor cald, punct stabil de funcționare
Senzor dublu de HC	Senzori cu peliculă potențiometrică sau cu ionizarea suprafeței	Conversia HC	Motor cald
Termică	Motor cald, punct stabil de funcționare	Evaluarea căldurii de reacție	Variabil, funcționare tranzitorie

Sistemele de diagnoză care utilizează sondele lambda se bazează pe capacitatea de stocare a oxigenului în catalizator. Ca o consecință a capacității de stocare a oxigenului, un catalizator eficient va fi capabil să amortizeze fluctuațiile de

oxigen din gazele de evacuare atunci când vehiculul funcționează în regimuri stabilizate. Compararea semnalelor sondei lambda din amonte și din aval față de catalizator asigură o indicație asupra activității catalizatorului, deși corelarea dintre capacitatea de stocare a oxigenului și eficiența catalizatorului este încă dificilă.

Senzorii de HC pot fi utilizați pentru diagnosticarea catalizatorilor, ca și pentru supravegherea funcției de încălzire în cazul reactorilor catalitici cu suport metalic. Senzorul ionizarea suprafeței se bazează pe principiul ionizării hidrocarburilor atunci când vin în contact cu suprafețe metalice fierbinți. Senzorul potențiomtric cu peliculă a dovedit proprietăți mecanice bune și o corelare corectă cu analizoarele convenționale de HC.

Datorită faptului că reacțiile din reactorul catalitic sunt exotermice, măsurarea temperaturii gazelor de evacuare reprezintă o metodă eficace de a căpăta informații despre eficiența sa. Într-un interval de timp dat se măsoară cantitatea de căldură generată de reacțiile exotermice, care se raportează la debitul masic de gaz care a traversat catalizatorul. Mărimea astfel definită se numește indice de performanță al catalizatorului **IP**, fiind definită ca raportul dintre energia eliberată în catalizator în timpul t și debitul masic de gaze arse.

Determinarea energiei eliberate se face scriind ecuația de echilibru pentru energia aplicată unui volum de control al catalizatorului, în care se fac măsurători de temperatură și care este de regulă întregul volum al catalizatorului. Mărimile care trebuie măsurate sunt temperaturile gazelor arse la intrarea și ieșirea din volumul de control, ca și debitul de gaze arse. Teste desfășurate pe mai multe cicluri de încercare au demonstrat înregistrarea unor valori foarte apropiate ale IP, ceea ce înseamnă că evaluarea activității catalizatorului este independentă de regimurile de funcționare alese. Cu ajutorul IP se poate aprecia efectul de îmbătrânire al catalizatorului, observându-se o bună corelare între IP și emisiile de HC, acest lucru fiind posibil a fi folosit pentru diagnoza la bord a eficienței catalizatorului. Avantajele metodei termice sunt aparatura simplă, aplicabilitate pe un ciclu aleatoriu, diferențiere satisfăcătoare între diferite activități ale catalizatorului.

În general, catalizatorii folosiză la motoarele diesel au o eficiență înaltă pe toată durata de viață a motorului. Cercetări ale catalizatorilor după 50.000 km au arătat doar scăderi minore ale eficienței acestora. Se confirmă eficiența reducerii pe intervale mari, de 3000..4000 ore de funcționare.

Se apreciază că autoturismele actuale sunt cu circa 90 % mai puțin poluante ca acum 10 ani [9].

În afara limitelor emisiilor poluante tot mai drastice, atenția constructorilor de autovehicule și a legislatorilor se concentrează asupra fiabilității și durabilității componentelor care sunt corelate cu emisiile. Aceasta înseamnă că toate sistemele și strategiile de diagnoză la bord (OBD) trebuie să fie integrate în vehicul în scopul supravegherii comportării componentelor corelate cu emisiile în timpul funcționării normale a vehiculului și a informării șoferului în cazul apariției unei defecțiuni, care ar conduce la creșterea emisiilor poluante. Defectarea unei componente este semnalată prin luminile de avarie de pe bord.

Implementarea sistemului OBD și a sistemului de comandă al motorului (Engine Management System – EMS) este una din principalele cerințe ale regulamentelor EURO III, și evident a regulamentelor ulterioare acestora. Sistemele OBD sunt obligatorii din anul 2000.

Calibrarea sistemelor OBD este complicată datorită numărului mare de variabile. Datorită măsurării indirecte și a relației neliniare între parametri măsurabili ai vehiculului și emisiile sale, calibrarea trebuie făcută într-o gamă largă de condiții de funcționare.

Toate mărimile de intrare în EMS trebuie controlate și comparate cu limite calibrate pentru a detecta toate neregularitățile și indicațiile incorecte ale senzorilor, iar acestea trebuie corectate. După efectuarea calibrărilor inițiale în funcționarea motorului pe stand, senzorii trebuie verificați în ceea ce privește domeniul de măsură, ca și posibilitate de recalibrare. Urmează apoi calibrările ulterioare pe vehicul, măsurători repetate ale emisiilor, evaluarea comportării motorului în condiții climatice extreme, ca și pe diverse tipuri de drumuri.

Validarea OBD implică utilizarea a două metode de cercetare a durabilității vehiculului; folosirea unui sistem dinamometric de efectuare a kilometrajului dorit, condus de un robot, asigură cea mai bună repetabilitate, în timp ce conducerea vehiculului în condiții reale de drum este mult mai apropiată de utilizarea normală a vehiculului. Rezultatele programelor de durabilitate desfășurate pe 80.000 km sunt folosite nu numai pentru validarea vehiculului ci și a sistemelor OBD.

Legislația europeană nu impune condiții de durabilitate concrete; pentru autovehiculele grele la care emisiile sunt măsurate conform Regulamentului 49 nu se fac referiri decât în fișa tehnică, menționându-se gradul de echipare cu dispozitive antipoluante. Pentru autoturisme diesel, Regulamentul 83 prevede verificarea eficienței conversiei emisiilor poluante, admitând o serie de coeficienți de multiplicare ai acestora după 80.000 km. Este definit un program de funcționare, alcătuit din 11 cicluri de 6 km lungime, care se repetă până la 80.000 km. Se măsoară din 10.000 în 10.000 km emisiile cunoscute și pe baza lor se calculează factorul de deteriorare al emisiilor din gazele de eșapament, ca raport al emisiei de poluanți, în g/km la 6.400 km și la 80.000 km.

Capitolul 9

SCHEME PENTRU MĂSURAREA NOXELOR PE STANDUL DINAMIC CU ROLE

9.1. Testul FTP 75

Testul FTP 75 (Federal Test Procedure) constă din trei etape - fig. 9.1, acestea reprezentând vitezele corespunzătoare deplasării pe o stradă din Los Angeles, în condițiile de trafic de dimineață. Schema standului de testare este redat în fig. 9.2.

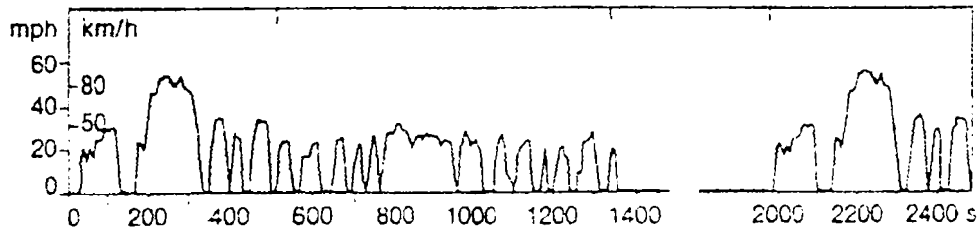


Fig. 9.1 Ciclul de testare FTP 75

Distanța ciclului: 11,115 mile; Viteza medie: 34,1 km/h;
Durata ciclului: 1877 s + 600 s pauză; Viteza maximă: 91,2 km/h;

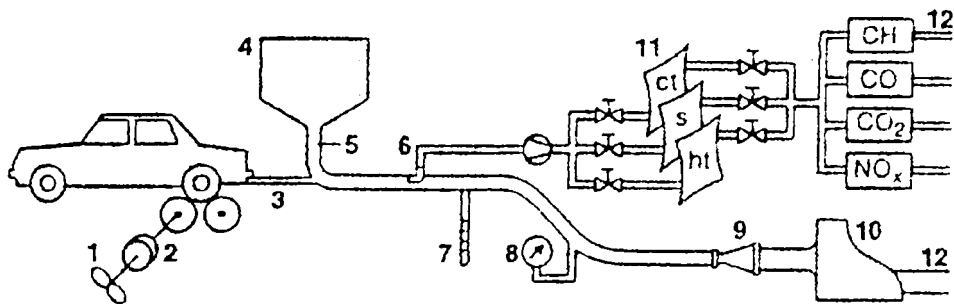


Fig. 9.2 Schema standului pentru testul FTP 75

1 - dinamometru; 2 - mase inerționale; 3 - eșapament; 4 - filtru aer; 5 - aer proaspăt de diluție; 6 - ajutoraj prelevare probă; 7 - termometru; 8 - manometru; 9 - ajutoraj; 10 - ventilator; 11 - saci colectare probe; 12 - sistem de evacuare.

Etapele de testare sunt următoarele:

- încălzirea motorului (ct) - interval de timp: 0 ... 505 s;

- faza stabilizată (s) - interval de timp: 506 ... 1372 s;
- pauză (cu motorul oprit 10 min.) - interval de timp: 1372 ... 1972 s;
- faza caldă (ht) - interval de timp: 1972 ... 2477 s.

Înainte de testare, vehiculul este parcat timp de 12 ore într-o incintă cu temperatura de 20 ... 30 °C. Gazele evacuate sunt colectate în saci separați, pentru fiecare etapă în parte. Probele sunt analizate imediat, neavând voie să rămână în sacii de prelevare mai mult de 20 min.

Suma masică a poluanților colectați (HC, CO și NO_x) din toți cei trei saci se raportează la distanța parcursă (11,115 mile), obținându-se emisia în g/milă (sau în g/km - pentru alte țări). Valorile limită ale poluanților sunt date în tab 9.1 (S.U.A., inclusiv California), respectiv tabelul 9.2 (alte țări).

Tabelul 9.1

Anul	Regiunea	CO g/milă	HC g/milă	NO _x g/milă	Test evaporare g/test
până în 1982	S.U.A.	3,41	0,41	1,0	2,0
	California	7,0	0,41	0,4	2,0
1993	California	3,4	0,25	0,4	2,0
1994	S.U.A.	3,4	0,25	0,4	2,0

Tabelul 9.2

Tara	Anul aplicării	CO g/km	HC g/km	NO _x g/km	Test evaporare g/test
Elveția	10.1987	2,1	0,25	0,62	2,0
Austria	1987 / 88	2,1	0,25	0,62	2,0
Suedia	1989	2,1	0,25	0,62	2,0
Norvegia	1989	2,1	0,25	0,62	2,0
Finlanda	1990	2,1	0,25	0,62	2,0
Mexic	1991	7,0	0,7	1,4	2,0
Brazilia	1.1990	24,0	2,1	2,0	-
	1.1992	12,0	1,2	1,4	-
	1.1997	2,0	0,3	0,6	-
Australia	1.1986	9,3	0,9	1,9	2,0
Canada	0.1987	3,4 *	0,41 *	1,0 *	2,0
Coreea de Sud	1988	3,4 *	0,41 *	1,0 *	2,0

* exprimare în g/milă

Fiecare vehicul nou trebuie să se încadreze în limitele de poluare pentru un parcurs de 50.000 mile, indiferent de greutate și categorie.

Autoritățile S.U.A. au în pregătire limite mai severe, în care vehiculele trebuie să se încadreze pe un parcurs de 100.000 mile.

Pornirea la temperaturi scăzute, prin îmbogățirea amestecului produce un grad ridicat de emisii, care nu sunt măsurate prin testele actuale, care se desfășoară la temperatura de 20 ... 30 °C. Normativul "The Clean Air Act" caută să reducă aceste emisii prin prescrierea unui test efectuat la -6,7 °C, cu limitarea doar a CO.

9.2. Testul ECE / EC

Acest test este un test european și folosește o secvență presupusă de trafic corespunzător deplasării mașinii în trafic urban - fig. 9.3. După condiționarea mașinii prin parcare într-o incintă la o temperatură de 20 ... 30 °C, testul începe cu o perioadă de încălzire de 40 s, după care continuă cu 4 secvențe identice a câte 195 s, efectuate fără pauză între ele. În timpul testului, se aplică metoda CVS de colectare a emisiilor în saci. Această metodă se caracterizează prin diluarea gazelor eșapate cu aer proaspăt în raportul 1 : 10. Se analizează conținutul acestora, fără raportarea la distanța parcursă (11 km), raportarea făcându-se în g/test Suplimentar, hidrocarburile și oxizii de azot se exprimă cumulat (HC+NO_x). Limite mai riguroase, în funcție de cilindrarea motorului au fost adoptate în 1988 (EWG 88/77). Această regulă se aplică vehiculelor echipate cu motoare cu cilindră totală sub 1,4 dm³ respectiv peste 2,0 dm³ - tabelul 9.3. Motoarele cu cilindră totală între 1,4 și 2,0 dm³ se supun reglementărilor ECE R15-04 - cu diferențierea vehiculelor după masa lor - tabelul 9.3., actualizate în anul 1992 sub denumirea EWG 89/458 - tabelul 9.4.

Un nou tip de ciclu de încercare EWG 91/441 a fost adoptat de Uniunea Europeană, pentru toate categoriile de vehicule, precum și limite de evaporare, similare cu cele aplicate în S.U.A.. Testul constă dintr-un ciclu care simulează deplasarea urbană, cu viteze până la 60 km/h, completat cu o fază cu viteze până la 120 km/h, corespunzătoare deplasării cu viteză mare în trafic extra-urban - fig. 9.3 b.

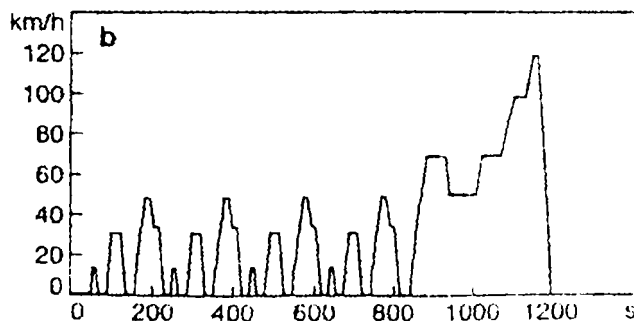
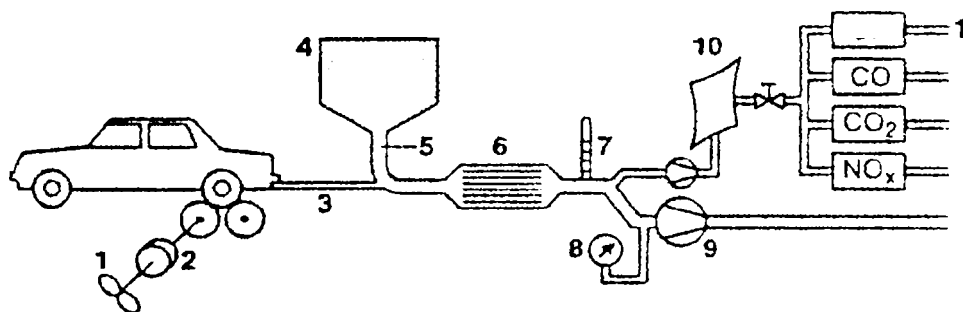


Fig. 9.3

a. Schema standului pentru testul ECE / EC : 1 - dinamometru; 2 - mase inerționale; 3 - eșapament; 4 - filtru aer; 5 - aer proaspăt de diluție; 6 - răcitor; 7 - termometru; 8 - manometru; 9 - suflantă rotativă cu piston; 10 - saci de prelevare (≈ 100 l); 11 - sistem evacuare;

b. ciclul de testare ECE / EC
distanța: 11 km;

viteza medie: 32,5 km/h;
viteza maximă: 120 km/h

Tabelul 9.3

Masa de referință a vehiculului [kg]	CO g/test	HC + NO _x g/test
< 1020	58	19,0
1020 ... 1250	67	20,5
1250 ... 1470	76	22,0
1470 ... 1700	84	23,5
1700 ... 1930	93	25,0
1930 ... 2150	101	26,5
2150 <	110	28,0

Tabelul 9.4

Cilindree motor dm ³	Data implementării		Regulament	CO g/test	HC + NO _x g/test	NO _x g/test
	Model nou	Inițial				
< 2,0	1.10.88	1.10.89	88/76/EWG	25	6,5	3,5
1,4 ... 2,0	1.10.91	1.10.93	88/75/EWG	30	8	-
2,0 <	1.10.90	1.10.91	88/76/EWG	45	15	6
	1.07.92	1.01.93	89/458/EWG	19	5	-
toate categoriile	1.07.92	31.12.92	91/441/EWG	2,72 g/km	0,97 g/km	-

Capitolul 10

EVOLUȚIA ÎN RAPORT CU DISTANȚA PARCURSĂ A GRADULUI DE FUM ȘI A PARTICULELOR EȘAPATE

10.1. Cercetări experimentale privind fumul măsurat prin opacitate în raport cu distanța parcursă

Măsurătorile au fost efectuate pe un autoturism marca Volkswagen Sharan – 1,9 TDI, număr de înmatriculare RT-DU 99, cu aparatura de măsurare proprie celor două stații de măsurare.

În tabelul 10.1 este prezentat Buletinul de încercare pentru măsurarea fumului după Normele TÜV – Germania, în corelație cu Anexele XIa și IXa StVZO, iar în tabelul 10.2 sunt rezultatele obținute la încercările efectuate în legătură cu Anexa VIIIa și IXa StVZO.

Pentru cele două tipuri de încercări, selectăm următoarele valori:

- pentru turații:
 - la mers în relanti: conform 10.1 – $n_0 = 700 \dots 950$ rot/min
conform 10.2 – $n_0 = 770 \dots 940$ rot/min
 - la turația nominală: conform 10.1 – $n_n = 4700 \dots 5200$ rot/min
conform 10.2 – $n_n = 4800 \dots 5200$ rot/min
- pentru coeficientul de absorbție K_M :
 - o conform 10.1 – $K_M = 0,43 \text{ m}^{-1}$
 - o conform 10.2 – $K_M = 1,85 \text{ m}^{-1}$
- număr de kilometri parcurși: 20000 km

Interpretările care se fac în continuare se referă la nivelul fumului, consemnat în Tabelul 10.1, date care au fost prelucrate și reprezentate în fig. 10.1.

Se constată că gradul de fum se majorează odată cu creșterea numărului de km parcurși, evaluat prin coeficientul de absorbție K_M , care variază între 0,43 și 2,0 m^{-1} (datele din tabelul 10.3).

Tabel 10.2

Prüfbescheinigung

über die Durchführung der Abgasuntersuchung nach Paragraph 47a
in Verbindung mit Anlage VIIIa und Anlage IXa StVZO

re AU-Prüfstelle : AUTO KAISER
 arsse : KARLSTR. 53
 elefon : 70771 LEINFELDEN-ECHTERD
 assgerate Typ : GUTMANN mega compaa Prog. 2.05
 atum / Zeit : / 00:05:16
 ntliches Kennzeichen : RT-DU 99
 rg-Hersteller (Feld nr. 2) : Volkswagen
 erst.Schlüssel-Nr (zu 2) : 603
 rg-Typ/Ausf. (Feld nr. 3) : Sharan 1.9TDI
 rp Schlüssel-Nr. (zu 3) : 686
 rg-Ident. Nr. (Feld nr. 4) : WVWZZZ7MZ5V008530
 and Wegstrckenzahlaer : 1000
 onde (Durchmesser) : Nr. 1 = 10 mm
 üfmodus : 8
 eßzeitanteil tx [s] : 0,5

Meßprogramm

		Sollwert	Diesel Istwert	Ergebnis
chprüfung	:		#	i.O.
otor-Temperatur	[°C] :	80 - 130	90	i.O.
eraluf Drehzahl	[1/min] :	770 - 940	80%	i.O.
regel Drehzahl	[1/min] :	4800 - 5200	4889	i.O.

MESSUNG 1

eraluf Drehzahl	[1/min] :	770 - 940	825	i.O.
regel Drehzahl	[1/min] :	4800 - 5200	4813	i.O.
orsorption	[K/m] :	0.00 - 2.00		1.85
eschleunigungszeit	[tb/s] :			1.7

MESSUNG 2

eraluf Drehzahl	[1/min] :	770 - 940	820	i.O.
regel Drehzahl	[1/min] :	4800 - 5200	4905	i.O.
orsorption	[K/m] :	0.00 - 2.00		1.86
eschleunigungszeit	[tb/s] :			0.6

MESSUNG 3

eraluf Drehzahl	[1/min] :	770 - 940	821	i.O.
regel Drehzahl	[1/min] :	4800 - 5200	4940	i.O.
orsorption	[K/m] :	0.00 - 2.00		1.92
eschleunigungszeit	[tb/s] :			0.6

USWERTUNG

orsorption	[K/m]	0.00 - 2.00	1.88	i.O.
eschleunigungszeit	[tb/s]		1.0	i.O.
orsorbs.-Differenz	[K/m]	0.00 - 0.52	0.07	i.O.

Die mit # gekennzeichneten Meßwerte sind manuelle Eingaben

Tabelul 10.3

Nr. crt.	Coeficientul de absorbție Hartridge K_M [m^{-1}]	Distanța parcursă [km]
1.	0,43	20.000
2.	0,9	30.000
3.	1,25	40.000
4.	1,51	50.000
5.	1,751	60.000
6.	2,0	70.000

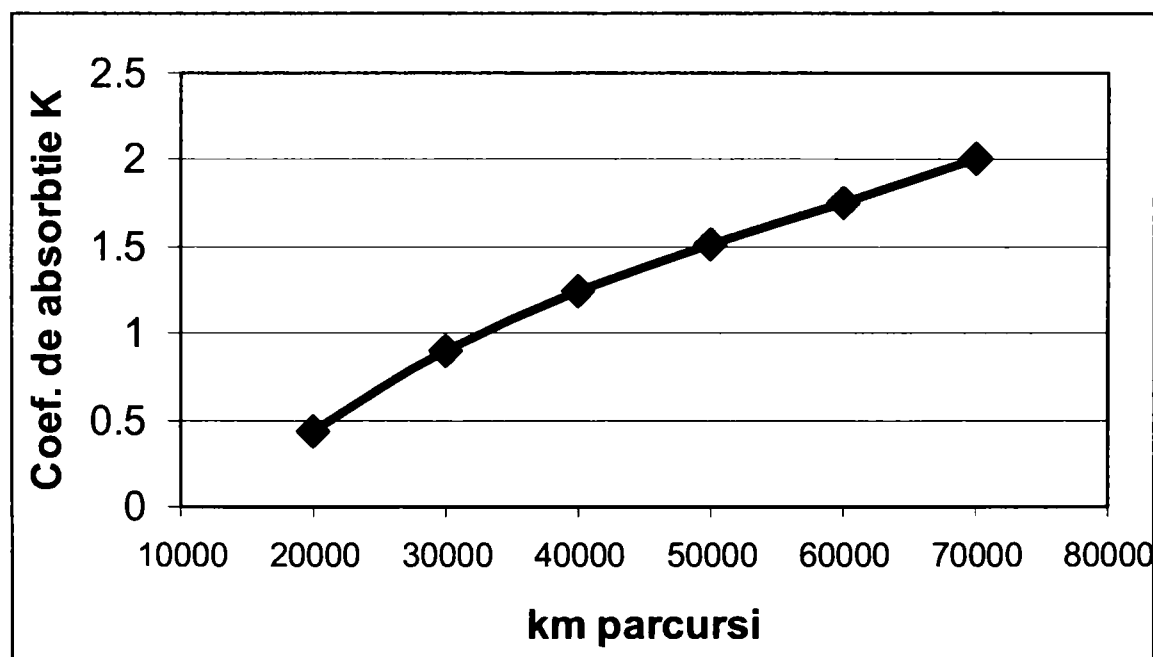


Fig. 10.1

În tabelul 10.4 se redau datele obținute prin exploatarea Programului DEKRA – Germania – 2007, pentru consumul de combustibil de cale C_c [l/100km] și emisiile specifice de CO_2 – E_{CO_2} [g/km], respective masa totală de CO_2 eșapată – M_{CO_2} [kg].

Tabelul 10.4

Nr. crt.	Consum de combustibil de cale C_c [l/100km]	Nr. km parcurși [km]	Emisia specifică CO_2 E_{CO_2} [g/km]	Emisia absolută CO_2 M_{CO_2} [kg]
1.	6,8	20.000	180,2	3604,8
2.	6,9	30.000	182,9	5485,5
3.	7,0	40.000	185,5	7420,0
4.	7,1	50.000	188,1	9407,5
5.	7,2	60.000	190,8	11448,0
6.	7,3	70.000	193,9	13541,5

În fig. 10.2 se prezintă un exemplu al rezultatelor de calcul, prezentate în tabelul 10.4.



CO2-Rechner

Mit dem CO2-Rechner können Sie anhand der Verbrauchsdaten ermitteln wie viel CO2 Ihr Fahrzeug produziert. Berechnet werden der spezifischer Wert der CO2-Emission in Gramm pro Kilometer oder als Masse des emittierten Gase bei einer gefahrenen Strecke.

Zur Bedienung

- Bitte wählen Sie zunächst die Kraftstoffart Ihres Fahrzeuges
- Bitte den Verbrauch Ihres Fahrzeuges eingeben. - Als Ergebnis wird dann der Wert zur spezifischen CO2-Emission ausgegeben
- Mit einer Eingabe über gefahrene Kilometer wird auch die dabei produzierte Masse an CO2 angegeben

Kraftstoffart: Benzin Diesel

Verbrauch auf 100km in Litern:

gefahrte Kilometer:

spezifische CO2-Emission: 180.2 g / km

absolute CO2-Emission: 1802.0 kg

Zur Orientierung sind nachfolgend typische Werte für verschiedene Fahrzeugklassen angegeben

Hinweis: Diese Werte geben die beim Kraftfahrt-Bundesamt registrierten Ergebnisse aus den Verbrauchsmessungen im Standard-Fahrzyklus (ECE) wieder. Werte in der Praxis können erheblich davon abweichen.

Fahrzeugklasse	Kraftstoff/Verbrauch [l/100km]	CO2-Emission [g/km]
Kleinwagen	Benzin 5,9	140
Mittelklasse	Diesel 6,8	180
Geländewagen	Benzin 10	235

Fig. 10.2

10.2. Fummetrul Hartridge – tip VLT 4590

Aparatul de încercare este controlat prin intermediul unui microprocesor, ceea ce permite efectuarea unei analize rapide și exacte. Aparatul este foarte ușor de manipulat, deoarece este împărțit în două părți, o cameră de fum și un sistem indicator.

Pe lângă opacitate sunt indicate pe patru afișaje mari (cu cristale lichide), temperatura uleiului, turația motorului, temperatura camerei de fum și diferența de presiune. Ca urmare, utilizatorul primește simultan toate informațiile respective. În vederea evaluării acestor rezultate ale încercării, în structura echipamentului este inclusă o imprimantă termoinregistratoare. În timpul funcționării aparatului, temperatura camerei de fum poate ajunge la 100 °C.

Specificații tehnice aparat:

Sursă de alimentare	230V/50 Hz + pământare
Consum total de energie	Max. 330 Watt
Masă totală	30 kg
Lungimea camerei de fum	430 mm
Materialul camerei de fum	Aluminiu
Temperatura de culoare a sursei luminoase	3200 K
Diametrul țevii sondei de prelevare	Φ10 mm
Lungimea țevii sondei de prelevare	1000 mm

Domeniu de măsurare

Opacitate	0 – 99 % 0 – 99,99 m ⁻¹
Temperatura uleiului	0 – 150 °C
Temperatura camerei de fum	0 – 150 °C
Turația	300 – 7500 rot/min
Diferența de presiune	0 – 25 mbar

Rezoluția afișajului

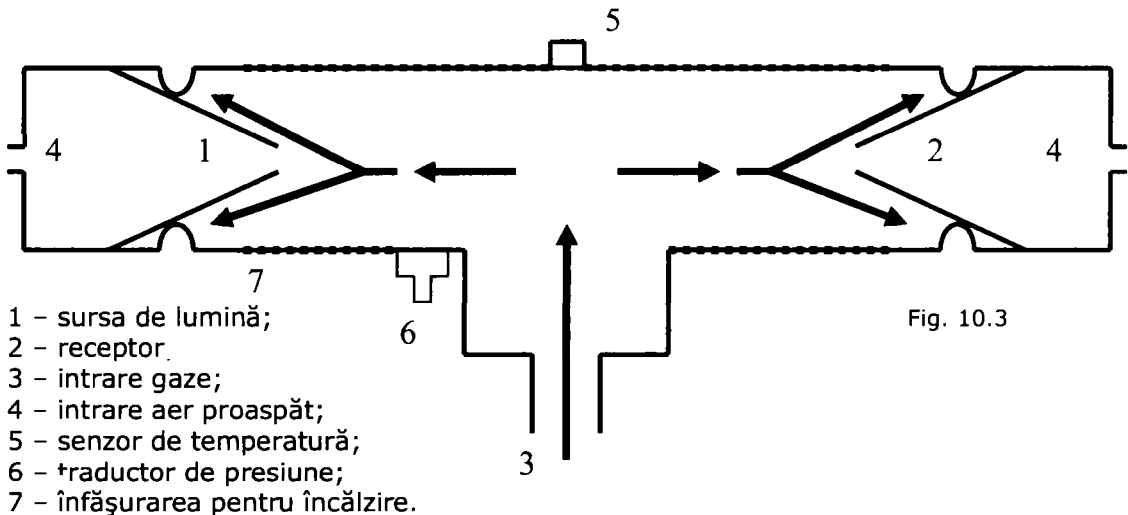
Opacitate	1 % 0,01 m ⁻¹
Temperatura uleiului	1 °C
Temperatura camerei de fum	1 °C
Turometru	1 rot/min
Diferența de presiune	1 mbar

Imprimanta	termică, cu 40 de caractere
Traductor de turație cu pensă controlat cu microprocesor	piezoelectric

Gazele de evacuare ale motoarelor Diesel au următoarele componente: CO (monoxid de carbon), CO₂ (dioxid de carbon), HC (hidrocarburi), oxigen (O₂), H₂O (apă), SO_x (oxizi sulfurici), NO_x (oxizi de azot), C (carbon). Unele componente pot fi măsurate cu un analizor de gaze, deoarece ele se află în stare gazoasă. Totuși, ultima componentă, carbonul, se află în stare solidă. Pentru a măsura cantitatea de carbon din gazele de evacuare, se utilizează un analizor pentru gazele de evacuare

ale motoarelor Diesel. Cu cât este mai mare opacitatea gazelor, cu atât mai multe particule de carbon solid se vor găsi în gazele de evacuare.

Există trei tipuri de opacimetre: cu flux total (complet), cu flux parțial și cu metoda filtrării. Principiul de lucru al analizatoarelor cu flux total și parțial este practic același. Gazele de evacuare sunt conduse în camera de fum pentru analiză. Dezavantajul fum-metrului cu flux total îl reprezintă camera de gaze mare, în care trebuie aduse integral gazele de evacuare pentru analiză. Metoda de verificare cu filtru nu se poate utiliza pentru regim dinamic. Cu această metodă se poate măsura cantitatea de carbon acumulată în timpul unei anumite perioade de timp sau al unui anumit parcurs, și nu valoarea opacității în momentul prezent. Aparatul VLT 4590 este un opacimetru executat în conformitate cu principiul fluxului parțial. Țeava sondei de prelevare are lungimea de 1 m și ca urmare amestecul de gaze din interiorul camerei de fum rezultă omogen.



Pentru a asigura o bună disponibilitate, aparatul este împărțit în două sisteme de bază, camera de fum ce se amplasează în apropierea țevii de evacuare a vehiculului și modulul indicator aflat în apropierea operatorului.

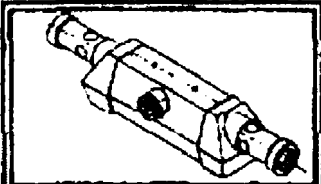

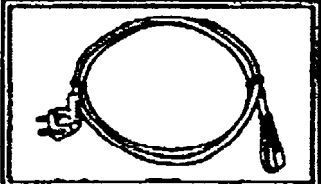
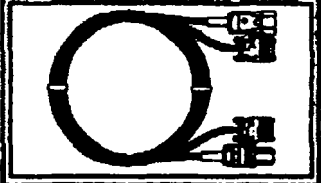
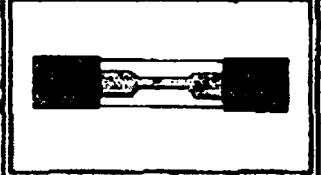
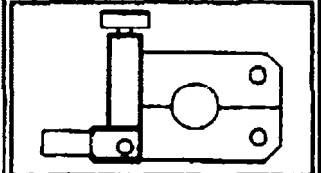

Camera de fum a aparatului VLT 4590, în forma literei „T”, este confecționată din aluminiu. Pentru a preveni erorile de măsurare, camera de fum este prevăzută cu un sistem de încălzire controlat cu microprocesor. Acest sistem măsoară în mod continuu și reglează temperatura camerei la 100 °C, dacă este conectat. Prin urmare, particulele de apă vor fi vaporizate și, ca urmare vor constitui un element gazos, ce nu va fi măsurat de aparatul VLT 4590.

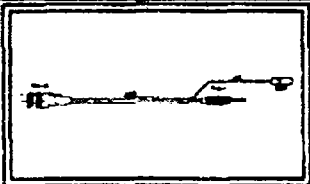
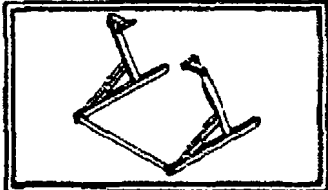
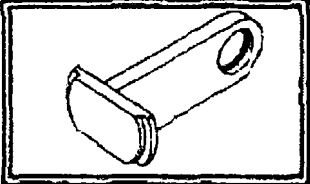
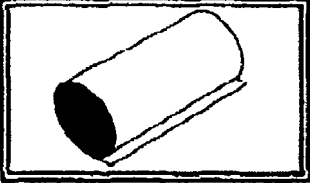
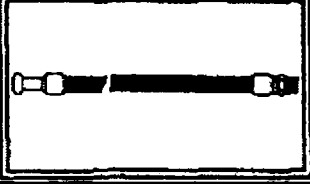

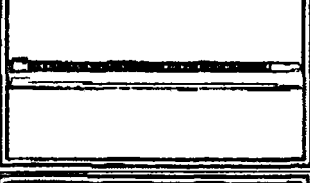
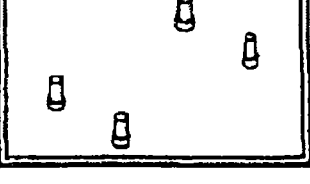
Desenul schematic al camerei de fum este prezentat în fig. 10.3.

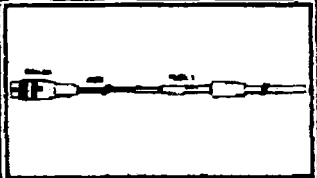
Camera de fum a aparatului este special concepută pentru a avea o suprapresiune foarte mică, chiar nulă, în comparație cu presiunea din afara camerei. Pentru a măsura această diferență de presiune este prevăzută un traductor electronic de presiune ce permite o măsurare continuă. Fluxul de gaze este vehiculat cât mai natural posibil, pentru a preveni introducerea unor erori de către fluxul de aer proaspăt.

Componenta opacimetrului este prezentată în tabelele 10.5 – 10.6 și fig. 10.4.

Tabelul 10.5

Nr. crt.	Denumire	Ilustrație
01	Camera de fum	
02	Unitatea de lucru	
03	Cablu alimentare	
04	Cablu transmisie date	
05	Siguranță	
06	Clemă	
07	Flanșă	

08	Cablu tuometru	
09	Suport unitate de lucru	
10	Filtru pentru etalonare	
11	Rolă hârtie	
12	Sonda de prelevare a gazelor	
13	Cleme pentru sondă	
14	Izolație cablu	
15	Bolțuri	

16	Sonda de măsurare temperatură ulei	
----	------------------------------------	--

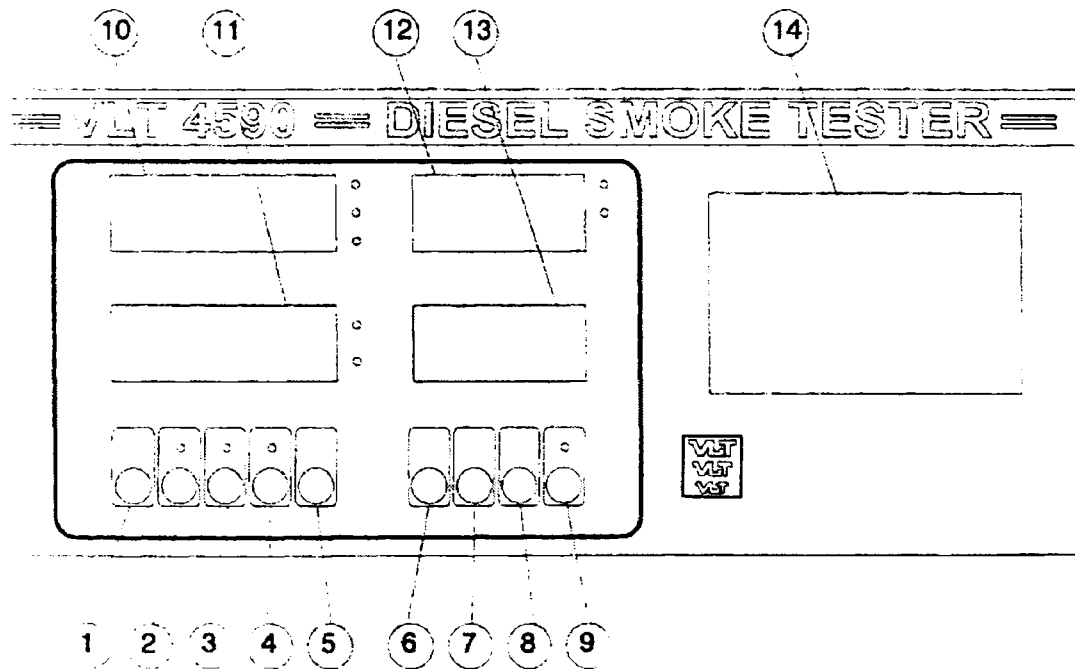


Fig. 10.4

Tabelul 10.6

Nr. crt.	Denumire	Funcție
01	Butonul UNITĂȚI	Alegere între % sau m ⁻¹
02	Butonul CAL	Etalonare
03	Butonul TEST	Începerea testului
04	Butonul GRAPHIC	Începerea testului continuu
05	Butonul RESET	Resetarea încercării
06	Butonul MODE	Alegere între A sau B
07	Butonul PROBE	Alegere între sondă de 10 sau 27 mm
08	Butonul PAPERFEED	Stabilește viteza de avans a hârtiei
09	PRINT	Pornirea imprimantei
10	Afișaj opacitate	Indică opacitatea
11	Afișaj turație	Indică turația
12	Afișaj temperatură	Indică temperatura
13	Temperatura uleiului	Indică temperatura uleiului
14	Printer	Imprimă rezultatele măsurării

10.3. Norme de măsurare a fumului

Documentele cu putere de lege sunt emise de către două organisme europene: Comunitatea Economică și Comisia Economică Europeană (organism al Organizației Națiunilor Unite). Directivele primului organism sunt similare regulamentelor celui de-al doilea și tind în timp să devină identice.

10.3.1. Regulamentul nr. 83 CEE - ONU

Categoriile de vehicule sunt notate prescurtat conform standardului referitor la frânarea vehiculelor (STAS 11960) după cum urmează:

Tabelul 10.7

Simbolul categoriei	Caracteristici
M ₁	Automobile cu persoane cu cel mult opt locuri pentru pasageri
M ₂	Autobuze cu masă totală maximă de cel mult 5000 kg
M ₃	Autobuze cu masă totală maximă peste 5000 kg
N ₁	Automobile de mărfuri cu masa totală maximă de cel mult 3500 kg
N ₂	Automobile de mărfuri cu masă totală maximă peste 3500 kg, dar cu cel mult 12000 kg
N ₃	Automobile de mărfuri cu masă totală maximă peste 12000 kg

Prevederile acestui regulament se aplică:

- emisiilor din gazele de eșapament și emisiilor de gaze de carter ale tuturor vehiculelor din categoria M₁ și N₁, cu motoare cu aprindere prin scânteie, funcționând cu benzină cu plumb;
- emisiilor din gazele de eșapament, din gazele de carter, emisiilor evaporative și a durabilității dispozitivelor antipoluante ale vehiculelor din categoria M₁ și N₁, cu motoare cu aprindere prin scânteie, funcționând cu benzină fără plumb;
- emisiilor din gazele de eșapament și durabilității dispozitivelor antipoluante ale tuturor vehiculelor din categoria M₁ și N₁, cu motoare cu aprindere prin comprimare, având cel puțin 4 roți.

Categoriile M₁ și N₁ cuprind vehicule pentru transportul de marfă și persoane, cu masa totală sub 3,5 t (în principal autoturisme și autoutilitare).

Există 5 tipuri de încercări de omologare care se aplică diferențiat fiecărei categorii de vehicul, conform tabelului 10.8.

Tabelul 10.8

Tipul încercării	Vehicule cu benzină cu plumb	Vehicule cu benzină fără plumb, masa < 2,5 t	Vehicule cu benzină fără plumb, masa > 2,5 t	Vehicule cu motorină, masa < 2,5 t	Vehicule cu motorină, masa > 2,5 t
I	DA	DA	DA	DA	DA
II	DA	-	DA	-	-
III	DA	DA	DA	-	-
IV	-	DA	-	-	-
V	-	DA	-	DA	-

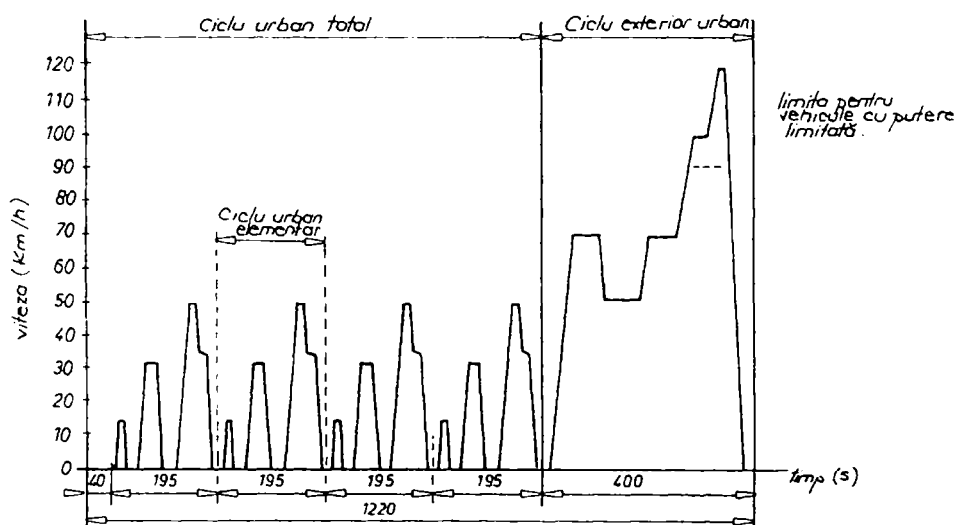


Fig. 10.5

Încercarea de tip I urmărește controlul emisiilor din gazele de eșapament cu vehiculul montat pe un banc cu rulouri, care simulează rezistența la înaintare și inerția. Se efectuează un ciclu format dintr-un ciclu urban, ce se repetă de 4 ori și dintr-un ciclu care simulează funcționarea în afara orașului (extraurban). Inițial, această încercare cuprindea numai ciclul urban. Acest ciclu solicita puțin motorul (viteză maximă 50 km/h) și de aceea nu este reprezentativ pentru toate regimurile de funcționare, în special emisiile de NO_x fiind foarte mici, fără relevanță. După multe discuții s-a adăugat și ciclul extraurban, în care viteza maximă este de 120 km/h.

În timpul încercării gazele de evacuare sunt diluate și colectate în saci. Pentru vehiculele m.a.s. se măsoară CO, HC, NO_x , iar pentru m.a.c. se măsoară în plus particulele. Valorile limită sunt date funcție de tipul vehiculului în tabelul 10.9.

Tabelul 10.9a

Masa de referință a vehiculului [kg]	CO [g/test]	HC + NO_x [g/test]
<1020	58	19
1020..1250	67	20,5
1250..1470	76	22
1470..1700	84	23,5
1700..1930	93	25
1930..2150	101	26,5
2150 <	110	28

Nivel admis al emisiilor poluante ale vehiculelor care funcționează cu benzină etilată (M_1)

Tabelul 10.9b

CO [g/km]	HC + NO_x [g/km]	Particule [g/km]
2,72	0,97	0,14

Nivel admis al emisiilor poluante ale vehiculelor care funcționează cu motorină (M_1)

Încercarea de tip II se referă la controlul CO la mersul în gol, imediat după al patrulea ciclu din încercarea I. Valorile CO nu trebuie să depășească 3,5% CO, pentru reglajul specific încercării de tip I sau nu trebuie să depășească 4,5% CO, pentru plaja de reglaje specificate în acest regulament. Încercarea de tip III verifică emisiile din gazele carter la mers în gol și la 50 km/h, folosind standul cu role. Presiunea măsurată în carter nu trebuie să depășească valoarea presiunii atmosferice din momentul măsurării. Dacă acest lucru nu se respectă, se impune o încercare complementară prin care se colectează gazele carter într-un sac fixat la orificiul jojei de ulei. Vehiculul este considerat satisfăcător dacă nu se produce o umflare vizibilă a sacului.

Încercarea de tip IV determină emisiile de hidrocarburi evaporate prin metoda SHED (Sealed Housing for Evaporative Determination). Această metodă constă în captarea emisiilor într-o incintă care conține vehiculul. Cunoscându-se volumul incintei și concentrația substanțelor poluante, se determină emisiile totale.

Emisiile evaporabile se împart în:

- pierderi diurne - apar când vehiculul este staționar, cu motorul oprit, datorită evaporării combustibilului din rezervor, provocată de variația temperaturii care apare în 24 de ore;
- pierderi datorită încălzirii - apar când vehiculul încălzit este lăsat să staționeze și căldura motorului este transferată rezervorului și (sau) carburantului;
- pierderi în funcționare - apar când vehiculul este condus în condiții normale de funcționare.

Încercarea de tip V urmărește verificarea durabilității dispozitivelor antipoluante care echipează m.a.s. sau m.a.c. în cursul încercării de durabilitate de 80 000 km. Este definit un program de funcționare, alcătuit din 11 cicluri de 6 km lungime, care se repetă până la 80 000 km. Se măsoară emisiile din 10 000 km în 10 000 km și pe baza lor se calculează factorul de deteriorare al emisiilor din gazele de eșapament, ca raport al emisiei de poluanți, în g/km la 6 400 km și la 80 000 km.

10.3.2. Regulamentul nr. 24 CEE - ONU

Acest regulament cuprinde prescripții referitoare la omologarea motoarelor cu aprindere prin comprimare, în ceea ce privește emisiile poluante vizibile (fumul). Emisiile poluante se măsoară în cursul a două încercări:

- în regim stabilizat de funcționare în sarcină totală
 - încercarea se execută fie pe motor, fie pe autovehicul, măsurându-se opacitatea gazului de eșapament. Se execută un număr suficient de măsurări, repartizate între turația nominală maximă și cea minimă. Pentru fiecare din turațiile la care s-au făcut măsurări ale coeficientului de absorbție se calculează debitul nominal de gaz
Coeficientul de absorbție a luminii, măsurat cu opacimetrul, trebuie să fie mai mic decât valorile limită impuse acestui coeficient în regulament, funcție de debitul de gaz.
- în regim de accelerare liberă
 - încercarea se execută asupra motorului instalat pe bancul de încercare sau pe vehicul. Emisiile poluante vizibile în accelerație liberă trebuie măsurate când motorul funcționează la regim nominal și la puterea sa maximă. Motorul, funcționând la regimul de mers în gol, este accelerat rapid, dar fără brutalitate, pentru a se obține debitul maxim al pompei de injecție. Această poziție se menține până se atinge regimul maxim al motorului, apoi se decelerează până

când motorul ajunge din nou la regimul de mers în gol, la turație minimă și opacimetrul revine în condițiile inițiale. Se repetă operația de cel puțin 6 ori, notându-se valorile maxime ale opacității, obținute în încercări succesive, până când se obțin valori stabilizate într-o plajă de $0,25 \text{ m}^{-1}$. Valoarea coeficientului de absorbție este media aritmetică a 4 valori consecutive ale opacității, care respectă condiția anterioară. Referitor la modalitatea de efectuare a accelerației prin apăsarea completă, rapidă, dar nu violentă a pedalei de accelerație, există opinia că această indicație este prea vagă, lăsată la aprecierea fiecărui executant. Pentru a elimina arbitrarul, unele standarde (ISO/TR 9310) stabilesc intervalul valorilor gradientului de turație de la 15 la 50 s^{-2} .

10.3.3. Legislația românească

Legislația românească tinde să se alinieze la legislația europeană antipoluare prin recunoașterea prevederilor unor regulamente (CEE - ONU nr. 24, 49 și 83) și prin emiterea unor documente legislative proprii care să armonizeze cu documentele similare ale ISO (Organizația Internațională de Standardizare).

10.4. Metoda MIRA de echivalență fum – particule

Particulele emise de motoarele diesel sunt compuse în principal din funingine, generată în timpul arderii (carbon grafitic) și hidrocarburi, adsorbite sau condensate. Particulele sunt definite, în scop legislativ, ca materialul (cu excepția apei) care se colectează pe un filtru de teflon la trecerea gazelor arse emise de motor, anterior diluate cu aer filtrat; diluarea cu aer curat se face pentru a respecta condiția ca temperatura filtrului să fie mai mică de 52°C , pentru a evita volatilizarea unor hidrocarburi și condensarea apei.

Măsurarea particulelor se bazează pe definiția anterioară și implică o procedură complicată, care presupune diluarea gazelor de evacuare (sau a unei părți a acestora), măsurarea exactă a raportului de diluție, cântărirea filtrelor înainte și după eșantionare într-o atmosferă controlată, cunoașterea exactă a debitului de gaze diluate care trec prin filtru în perioada eșantionării.

Deoarece măsurarea particulelor este o operație cu multe faze, scumpă și de durată, s-au făcut multe încercări de a corela măsurarea gravimetrică a particulelor cu măsurarea indicelui de fum, prin folosirea fummetrelor obișnuite (Bosch, Hartridge) sau a altor instrumente necomercializate. Majoritatea studiilor pe această temă au obținut corelații între cifrele de fum și concentrația de funingine măsurată în gazele de evacuare nediluate. De aceea, se va urmări aplicativitatea corelațiilor existente fum-funingine în estimarea emisiei masice de particule și se vor cerceta relațiile dintre particule, funingine și fum.

Rezultate în acest sens au fost obținute de instituții consacrate în domeniul investigării de motoare diesel și de aparatură destinată acestui scop, cum ar fi MIRA (Motor Industry Research Association - Societatea britanică pentru cercetări în industria de automobile) și AVL (Institutul austriac de cercetare a motoarelor).

10.4.1. Corelația cu unitățile de fum Bosch

Există mai multe determinări, care au stabilit o serie de corelații sub formă de nomograme, valori tabelate sau ecuații:

$$C = 0,0387 \cdot Bn^5 - 0,147 \cdot Bn^4 + 0,106 \cdot Bn^3 + 12,6 \cdot Bn^2 + 12,4 \cdot Bn \quad (10.1)$$

$$C = 24,7 \cdot Bn + 1,92 \cdot Bn^3 \quad (10.2)$$

$$C = 19,1 \cdot Bn^{1,78} \quad (10.3)$$

$$C = 581,4 \cdot \left[\ln \left(\frac{10}{10 - Bn} \right) \right]^{1,413} \quad (10.4)$$

în care: C - concentrația de funingine din gaze, în g/m³;
Bn - indicii de fum, în unități Bosch;

În fig. 4 se prezintă grafic corelația $C = f(Bn)$, determinată cu relațiile 10.1 - 10.4. Curba C4 (adoptată pentru celelalte dependențe cantitative expuse în continuare) este cea mai reprezentativă, având o poziție mediană în raport cu celelalte curbe, C1, C2 și C3.

Relațiile (10.1) - (10.4) au fost determinate prin măsurarea masei de carbon raportată la condițiile standard de presiune și temperatură și a indicelui de fum Bosch, în 53 de puncte de funcționare ale motorului.

Semnificația fizică a ecuației 10.4 este mai evidentă în forma:

$$Bn = 10 \cdot \left\{ 1 - \exp \left[-(k \cdot C)^b \right] \right\} \quad (10.5)$$

în care: k, b - constante experimentale;

Prin determinări, valoarea acestor constante a fost stabilită la: $k = 0,0017$ și $b = 0,708$.

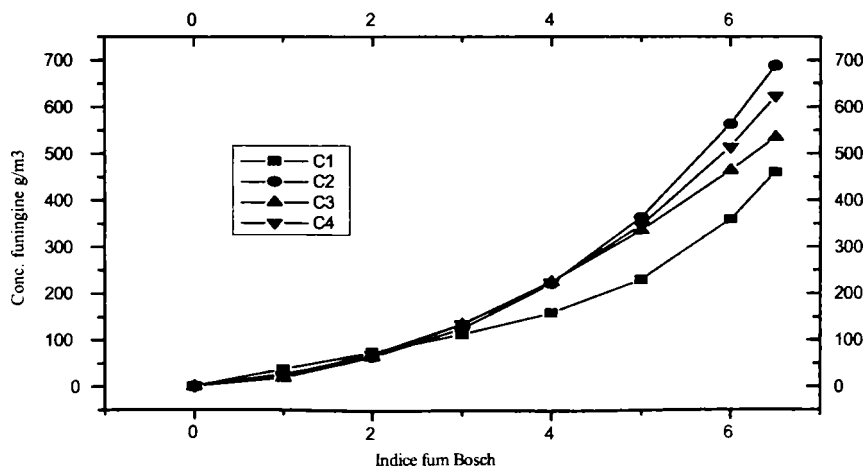


Fig. 10.6 Funcții de interpolare a dependenței experimentale $C = f(Bn)$

Ecuția 10.5 reflectă fenomenul de atenuare al radiației luminoase, definit de legea Lambert - Beer.

Pentru aceleași încercări, s-a stabilit corelația dintre particule și fum:

$$P = 565 \cdot \left[\ln \left(\frac{10}{10 - Bn} \right) \right]^{1,206} \quad (10.6)$$

și echivalența sa:

$$Bn = 10 \cdot \left\{ 1 - \exp \left[- (0,0018 \cdot P)^{0,829} \right] \right\} \quad (10.7)$$

în care P - concentrația de particule din gazele arse, în g/m³.

În fig. 10.7 se reprezintă grafic funcțiile definite de relațiile 10.4 și 10.6, cu evidența $C < P$ pe domeniul de aplicabilitate tipic $0 < Bn < 5$.

Din reprezentarea grafică a relației 10.6 se observă că măsurătorile de particule se corelează surprinzător de bine cu indicii de fum Bosch, relația 10.6 având un grad de încredere de 97 %, ceea ce înseamnă că fracțiunea volatilă a particulelor are o influență redusă asupra fumului Bosch

Alți autori, folosind măsurători efectuate pe motoare diesel cu cameră unitară și cu cameră divizată, au propus relația de echivalență:

$$P = 1,024 \cdot C + 0,505 \cdot HC \quad (10.8)$$

în care: C - concentrația de carbon sau funingine obținută prin măsurarea fumului Bosch prin corelația propusă de MIRA, și care este trasată în fig. 10.8.

HC - concentrația masică de hidrocarburi din gazele de evacuare.

$$C = \frac{1}{0,405} \cdot a \cdot Bn \cdot \exp(b \cdot Bn) \quad (10.9)$$

în care a și b sunt coeficienți experimentali: $a = 4,95$; $b = 0,38$.

Fig. 10.9 redă corespondența descrisă de ecuația 10.9, ilustrând corelația funingine - unități Bosch stabilită de AVL.

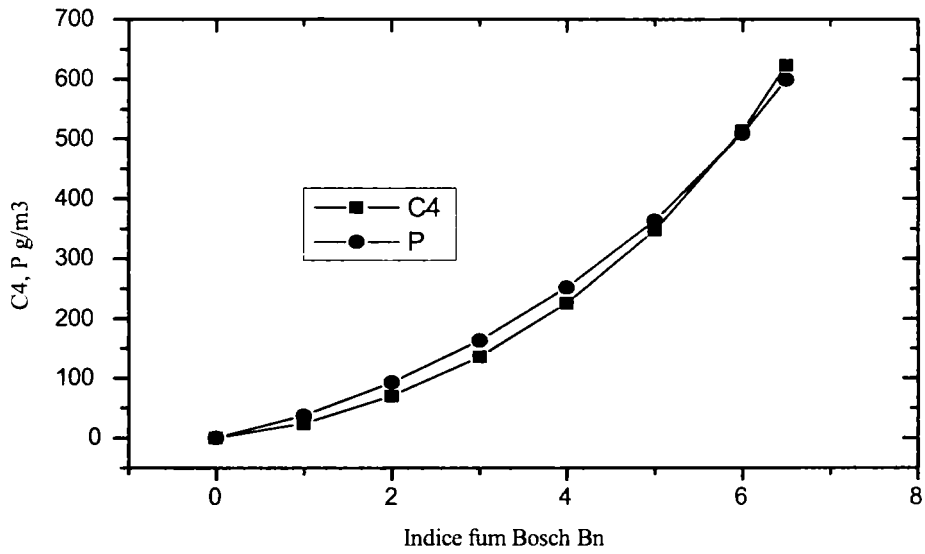


Fig. 10.7 Curbele de funingine și particule

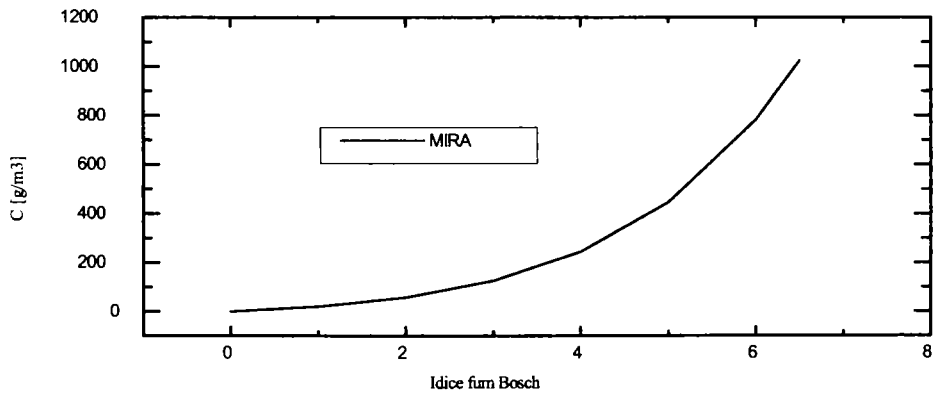


Fig.10.8 Curba de corelație MIRA

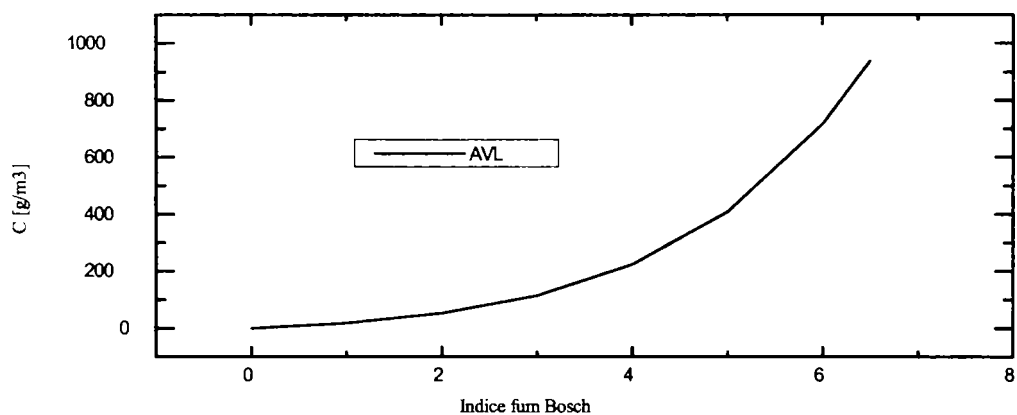


Fig. 10.9 Corelația funingine - unități Bosch (AVL)

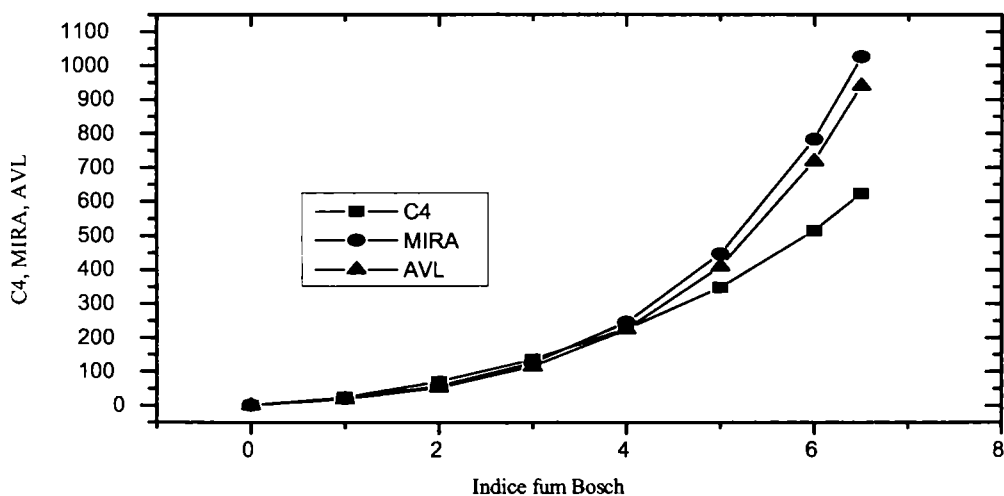


Fig. 10.10 Corelații funingine - fum Bosch

Fig. 10.10 prezintă comparativ curbele de corelație funingine - fum. Din aceste grafice, care reprezintă concluziile mai multor cercetători ai problemei, care au utilizat diferite tipuri și mărimi de motoare diesel, rezultă convergența opiniilor lor, dovedind că fummetrul Bosch poate fi un instrument potrivit pentru evaluarea particulelor.

10.4.2. Corelația funingine - unități de fum Hartridge

Principiul de măsurare al fumului cu fummetrul Hartridge diferă de cel al fummetrului Bosch. În primul caz se realizează compararea intensității luminoase a unui fascicol de lumină care trece printr-un spațiu umplut cu gaze de evacuare, cu

intensitatea luminoasă a aceluiași fascicol care trece prin aer curat, iar în al doilea caz, se realizează filtrarea gazelor și evaluarea colorației (al gradului de înnegrire) unei hârtii de filtru.

Ca metodă de măsurare, metoda Hartridge este mai directă, ea fiind caracterizată de o mărime cu semnificație fizică clar definită - coeficientul de absorbție al luminii (m^{-1}), spre deosebire de metoda Bosch la care scara de măsurare este relativă.

Răspândirea mare a acestor fummetre a dus la stabilirea unei corespondențe între indicele de fum Bosch și indicele Hartridge - fig. 3. Pe baza acestei echivalențe, MIRA a stabilit relații de corespondență între fumul Hartridge și emisiile de funingine, conform relației:

$$P = -K \cdot \ln \left[1 - \frac{H}{100} \right] \quad (10.10)$$

în care: P - concentrația de particule din gazele arse, în g/m^3 ;

H - indicele de fum Hartridge;

K - constantă, pentru care s-au stabilit valorile: 0,26; 0,349; 0,532.

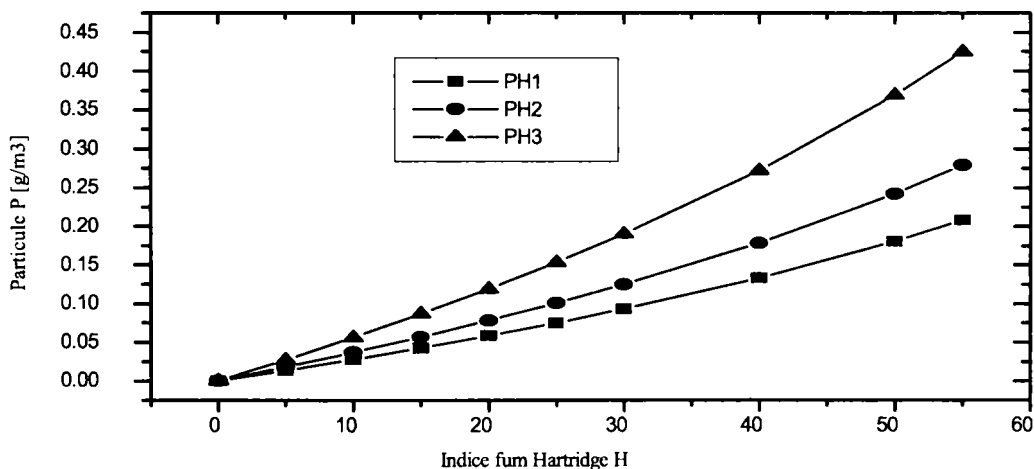


Fig. 10.11 Corespondența particule - fum Hartridge

Sub formă grafică, corespondența descrisă de relația 10.10 este redată în fig.10.11. Relația 10.10 a rezultat din interpretarea statistică a 376 de perechi de măsurători particule - indice fum Hartridge, valoarea de 0,349 a constantei K fiind cea mai probabilă (curba mijlocie - fig. 10.11). Relația cuprinde între limitele sale 95 % din măsurători, deci cu o probabilitate de eroare de 5 %.

În fig. 10 s-au reprezentat curbele care definesc corespondența particule - fum Hartridge determinate cu 10.10, respectiv cu relația 10.4, prin transformarea unităților Bosch în unități Hartridge, conform fig.10.5.

Se observă o corespondență foarte bună a relației (10.4) cu valoarea medie dată de (10.10) în intervalul uzual de indici de fum Hartridge (0 - 55).

La valori mai mari ale indicelui de fum Bosch ($B_n > 5$; $H > 72$), extrapolarea curbelor de corespondență prezentate nu este semnificativă și introduce erori importante.

Intrucât măsurarea fumului prin metoda Hartridge este cea recunoscută de organismele europene (Regulamentul CEE - ONU nr. 24.03), relația (14) se folosește pentru determinarea concentrației de particule emise de un motor pentru un regim dat.

10.5. Experimente numerice privind evaluarea fumului după măsurători specifice inspecției tehnice periodice

În urma măsurătorilor specifice inspecțiilor tehnice periodice efectuate a rezultat un set de valori ale indicelui de opacitate. Măsurătorile au fost efectuate cu opacimetrul descris anterior pe parcursul a mai multe zile la stația de inspecție tehnică a Registrului Auto Român reprezentanța Timiș.

Cu valorile indicelui de opacitate rezultate, în continuare se vor face experimente numerice în vederea evaluării conținutului de particule din fumul emis de motoarele cu aprindere prin comprimare ce echipau autoturismele și autocamioanele prezentate la inspecția tehnică periodică și fac subiectul acestui studiu.

Un mare neajuns al acestei metode de determinare a concentrației de particule în gazele eșapate de motoarele diesel este faptul că dispersia fumului în camera de fum a opacimetrului poate fi neomogenă, astfel încât în urma măsurătorilor instantanee efectuate cu acest aparat pot furniza un coeficient de opacitate mai mic decât cel real sau din contră, mai mare. Spre deosebire de metoda care folosește filtre pentru determinarea cantității de particule emise, măsurarea particulelor prin echivalare folosind indicele de opacitate al fumului este susceptibilă la intervale mai largi de variație a valorilor obținute deși măsurătorile au fost executate în condiții similare. Cum se va putea observa din datele experimentale de mai jos, pentru același tip de motor se pot obține valori diferite ale indicelui de opacitate deși măsurătorile s-au efectuat în condiții asemănătoare, conform metodologiei pentru inspecțiile tehnice periodice prezentate într-un capitol anterior.

Marele avantaj al metodei de echivalare a particulelor folosind măsurătorile obținute cu un fum-metru obișnuit este simplitatea, folosirea unei metode bine cunoscute și foarte des folosită, pe lângă faptul că se reduc considerabil costurile.

În continuare se va folosi pentru calculul concentrației de particule formula obținută de **MIRA** (valoarea centrală) și se vor compara rezultatele cu curba teoretică prezentată mai sus.

10.5.1. Prezentarea autovehiculelor supuse măsurătorilor și valori măsurate

În continuare sunt prezentate tabelar rezultatele măsurătorilor cu fum-metrul.

Marcă: **FORD ESCORT**
 An fabricație: 1985
 Cilindree: 1608 cm³
 Cod motor: LTA (SC B41604)
 Turbo: Nu
 K_{admis}: 2.50 m⁻¹

Nr.	Turație motor		tB [s]	Temp [°C]	Kmax [m ⁻¹]
	[rot/min]	[rot/min]			
1	930	4930	0.0	84	1.98
2	930	5290	0.0	85	1.54
3	930	5310	0.0	86	1.96

Deviație maximă 0.44 m⁻¹
 Valoare medie 1.83 m⁻¹

Marcă: **AUDI 80**
 An fabricație: 1983
 Cilindree: 1588 cm³
 Cod motor: JP (ZDA 022499)
 Turbo: Nu
 K_{admis}: 2.50 m⁻¹

Nr.	Turație motor		tB [s]	Temp [°C]	Kmax [m ⁻¹]
	[rot/min]	[rot/min]			
1	850	5250	0.8	81	2.94
2	840	5380	0.8	82	2.73
3	840	5400	1.2	83	2.22
4	830	5370	1.1	84	2.03
5	840	5390	1.2	85	2.25

Deviație maximă 0.22 m⁻¹
 Valoare medie 2.17 m⁻¹

Marcă: **AUDI 6 - QUATRR0**
 An fabricație: 2001
 Cilindree: 2496 cm³
 Cod motor: AKE (N 043324)
 Turbo: Da
 K_{admis}: 3.00 m⁻¹

Nr.	Turație motor		tB [s]	Temp * [°C]	Kmax [m ⁻¹]
	[rot/min]	[rot/min]			
1	820	4720	1.1	0	1.61
2	820	4730	1.0	0	0.70
3	820	4730	1.0	0	0.64
4	810	4720	1.1	0	0.61

*Senzor de temperatură întrerupt, 90° C citite la bordul autovehiculului.

Deviație maximă 0.09 m⁻¹
Valoare medie 0.65 m⁻¹

Marcă: **SEAT IBIZA 1.9 TDi**
An fabricație: 2002
Cilindree: 1896 cm³
Cod motor: ASV
Turbo: Da
K_{admis} 3.00 m⁻¹

Nr.	Turație motor		tB [s]	Temp [°C]	Kmax [m ⁻¹]
	[rot/min]	[rot/min]			
1	900	4920	0.8	96	1.81
2	900	5020	0.9	97	0.86
3	900	5020	0.9	97	0.94
4	900	5080	0.9	98	0.98

Deviație maximă 0.12 m⁻¹
Valoare medie 0.93 m⁻¹

Marcă: **VOLKSWAGEN GOLF VARIANT**
An fabricație: 2000
Cilindree: 1986 cm³
Cod motor: AJM (JZYW395156)
Turbo: Da
K_{admis} 3.00 m⁻¹

Nr.	Turație motor		tB [s]	Temp [°C]	Kmax [m ⁻¹]
	[rot/min]	[rot/min]			
1	910	5000	0.8	0	0.77
2	900	5000	0.5	0	0.54
3	900	5000	0.8	0	0.70

Deviație maximă 0.23 m⁻¹
Valoare medie 0.67 m⁻¹

Marcă: **SKODA OCTAVIA**
 An fabricație: 2001
 Cilindree: 1896 cm³
 Cod motor: ALH (12516567)
 Turbo: Da
 K_{admis}: 3.00 m⁻¹

Nr.	Turație motor		tB [s]	Temp [°C]	Kmax [m ⁻¹]
	[rot/min]	[rot/min]			
1	900	5040	0.9	84	0.55
2	900	5030	0.8	91	0.47
3	900	5000	0.7	95	0.43

Deviație maximă 0.12 m⁻¹
 Valoare medie 0.48 m⁻¹

Marcă: **BMW 320 D**
 An fabricație: 2001
 Cilindree: 1951 cm³
 Cod motor: 204 D1
 Turbo: Da
 K_{admis}: 3.00 m⁻¹

Nr.	Turație motor		tB [s]	Temp [°C]	Kmax [m ⁻¹]
	[rot/min]	[rot/min]			
1	550	2630	2.5	70	0.96
2	550	1920	0.0	72	1.03
3	570	1360	0.0	73	0.68

Deviație maximă 0.35 m⁻¹
 Valoare medie 0.89 m⁻¹

Marcă: **SKODA OCTAVIA**
 An fabricație: 2001
 Cilindree: 1896 cm³
 Cod motor: ALH (U61248356)
 Turbo: Da
 K_{admis}: 3.00 m⁻¹

Nr.	Turație motor		tB [s]	Temp [°C]	Kmax [m ⁻¹]
	[rot/min]	[rot/min]			
1	900	5010	1.0	84	0.35
2	900	5000	1.0	85	0.22
3	900	4990	0.9	87	0.22

Deviație maximă 0.13 m⁻¹
 Valoare medie 0.26 m⁻¹

Marcă: **DAF FT 95360**

An fabricație: 1996
 Cilindree: 11630 cm³
 Cod motor: SOE (436490)
 Turbo: Da
 K_{admis} 3.00 m⁻¹

Nr.	Turație motor		tB [s]	Temp * [°C]	Kmax [m ⁻¹]
	[rot/min]	[rot/min]			
1	510	2300	1.1	0	0.83
2	510	2290	1.5	0	0.69
3	520	2290	1.4	0	0.86

*Sonda de temperatură defectă.

Deviație maximă 0.17 m⁻¹
 Valoare medie 0.79 m⁻¹

Marcă: **RENAULT MAGNUM**
 An fabricație: 2001
 Cilindree: 11929 cm³
 Cod motor: E - TOCHC I01
 Turbo: Da
 K_{admis} 3.00 m⁻¹

Nr.	RPM		tB [s]	Temp* [°C]	Kmax [m ⁻¹]
	[rot/min]	[rot/min]			
1	750	2360	0.6	0	0.40
2	760	2360	0.6	0	0.12
3	760	2370	0.6	0	0.11

*Temperatură de 80 °C citită la bordul autotractorului.

Deviație maximă 0.29 m⁻¹
 VALOARE MEDIE 0.21 m⁻¹

Marcă: **IVECO MAGIRUS**
 An fabricație: 2001
 Cilindree: 10308 cm³
 Cod motor: F3AE0681B (4249168)
 Turbo: Da
 K_{admis} 3.00 m⁻¹

Nr.	Turație motor		tB [s]	Temp* [°C]	Kmax [m ⁻¹]
	[rot/min]	[rot/min]			
1	650	2420	1.1	23	0.20
2	650	2420	0.5	23	0.19
3	650	2400	1.4	23	0.20

*Sistemul de rabatare a cabinei nefuncțional, astfel încât senzorul a citit temperatura mediului ambiant.

Deviație maximă 0.01 m⁻¹
 Valoare medie 0.20 m⁻¹

10.5.2. Prelucrarea datelor experimentale

Prin aplicarea relațiilor de echivalare fum – particule (MIRA) pentru fiecare din valorile medii ale indicelui de opacitate, s-au obținut următoarele rezultate, prezentate în tabelul 10.10 mai jos, respectiv în fig. 10.12.

Tabelul 10.10

Nr. crt.	K _M [m ⁻¹]	H [%]	P [g/m ³]
1	0.2	8.2406	0.03
2	0.21	8.6343	0.0315
3	0.26	10.578	0.039
4	0.31	12.48	0.0465
5	0.37	14.709	0.0555
6	0.48	18.649	0.072
7	0.48	18.649	0.072
8	0.65	24.384	0.0975
9	0.67	25.031	0.1005
10	0.72	26.626	0.1081
11	0.79	28.802	0.1186
12	0.89	31.798	0.1336
13	0.93	32.961	0.1396
14	1.83	54.475	0.2746
15	2.17	60.667	0.3257

10.5.3. Concluzii

În urma experimentelor numerice cu valorile indicelui de opacitate obținute prin măsurare cu opacimetrul la efectuarea inspecției tehnice periodice, s-a demonstrat posibilitatea determinării concentrației de particule în gazele de evacuare ale motoarelor cu aprindere prin comprimare.

Metoda este una mai puțin laborioasă și mai puțin costisitoare decât cea gravimetrică, deși precizia determinărilor scade.

Erorile care pot să apară sunt în general cauzate de măsurătorile făcute pentru determinarea indicelui de opacitate. Cum am amintit anterior, este posibilă și apariția unei erori în determinarea acestui indice datorită neuniformității dispersiei fumului în camera de fum a opacimetrului. Alte erori care pot să apară sunt determinate de condițiile de executare a măsurătorilor, cum ar fi etanșeitarea imperfectă a traseului de evacuare, defectarea sondei de temperatură (care lasă la

aprecierea operatorului evaluarea îndeplinirii condiției de temperatură impuse), defectarea cititorului de turație (care determină citirea turației de la bordul autovehiculului). Astfel, deși s-a măsurat indicii de opacitate pentru același tip de motor, în condiții similare, rezultatele au fost puțin diferite.

Erorile datorate prelucrării rezultatelor cu formula analitică folosită pot să apară doar în cazul valorilor indicelui de opacitate $H > 55\%$ valori peste care nu se mai asigură o corespondență bună între H și concentrația de particule din gazele de evacuare (funingine).

Cu toate neajunsurile prezentate mai sus, această metodă de echivalare a concentrației de particule în gazele de evacuare ale unui motor diesel reprezintă o soluție viabilă de determinare, având la bază măsurarea indicelui de opacitate cu fum-metrul Hartridge. Metodele de măsurare și aparatele folosite pentru această determinare sunt bine cunoscute și des folosite.

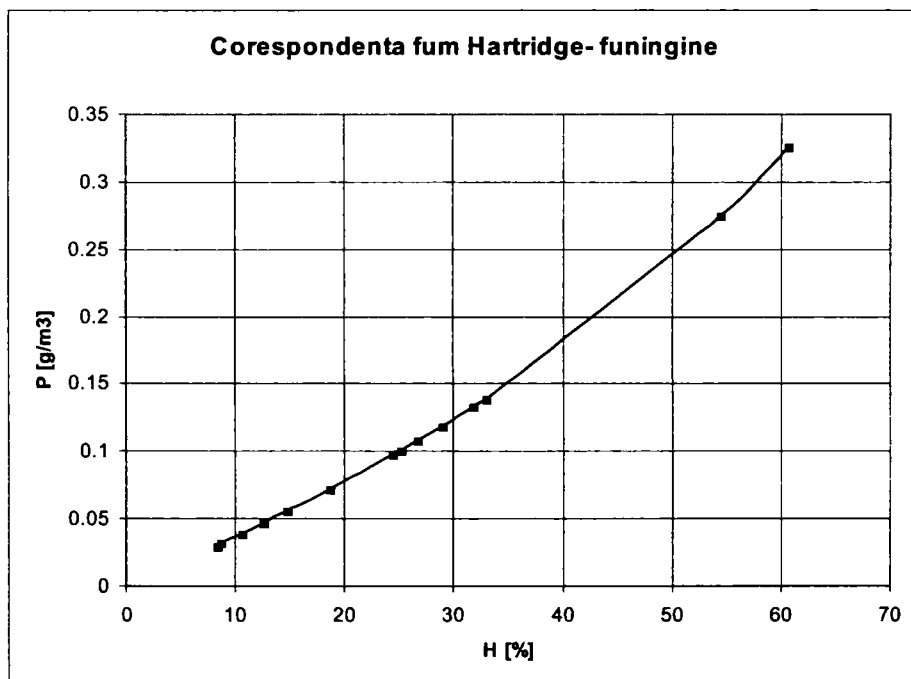


Fig. 10.12

Capitolul 11

METODE DE STABILIRE A MODELELOR MATEMATICE PE BAZA DATELOR EXPERIMENTALE ȘI A EVOLUȚIEI GRADULUI DE FUM

11.1. Modele matematice

În toate domeniile tehnice și nu numai, pentru studiul unui proces oarecare se urmărește stabilirea unui modelului matematic, ca forma de exprimare cea mai sintetică a desfășurării procesului vizat și care să poată fi utilizat ulterior la diferite abordări teoretice. Rezultă că stabilirea modelului matematic pe baza datelor experimentale constituie unul din scopurile principale urmărite după efectuarea unor încercări ce nu trebuie astfel să mai fie repetate.

Prelucrarea datelor experimentale efectuată anterior a arătat că procesul degradării uleiului are un pronunțat caracter neliniar; din acest motiv este de așteptat ca acest proces să fie descris analitic de modele matematice neliniare.

Obținerea modelelor neliniare este mai dificilă datorită inexistenței unei teorii generale unitare ca la cele liniare; din acest motiv, de cele mai multe ori studiul proceselor neliniare decurge pe cazuri particulare. Există totuși și unele tratări unitare la modelele neliniare, dar valabile tot numai pentru anumite cazuri particulare, ca de exemplu la **modelele polinomiale**.

Astfel, pentru y mărimea rezultativă și x variabila factorială, modelul polinomial are forma generală:

$$y = \sum_{i=0}^m a_i x^i \quad (11.1)$$

De exemplu, pentru un polinom de gradul doi expresia (11.1) devine:

$$y = a_2 x^2 + a_1 x + a_0 \quad (11.2)$$

Relațiile prezentate au în componere polinoame nelacunare, deci cu toți termenii caracteristici expresiei respective. Dacă se utilizează un polinom lacunar, lipsește cel puțin un termen; de exemplu, modelul (11.2) devine prin absența termenului liber:

$$y = a_2 x^2 + a_1 x \quad (11.3)$$

Dacă se utilizează un polinom de gradul trei, expresia (11.1) ia forma:

$$y = a_3x^3 + a_2x^2 + a_1x + a_0 \quad (11.4)$$

În mod evident, dacă se consideră un model liniar, atunci din relația (11.1) se obține:

$$y = a_1x + a_0 \quad (11.5)$$

Toate aceste expresii constituie modele matematice deterministe, deoarece pentru o valoare a mărimii factoriale x se obține o unică valoare pentru variabila rezultativă y .

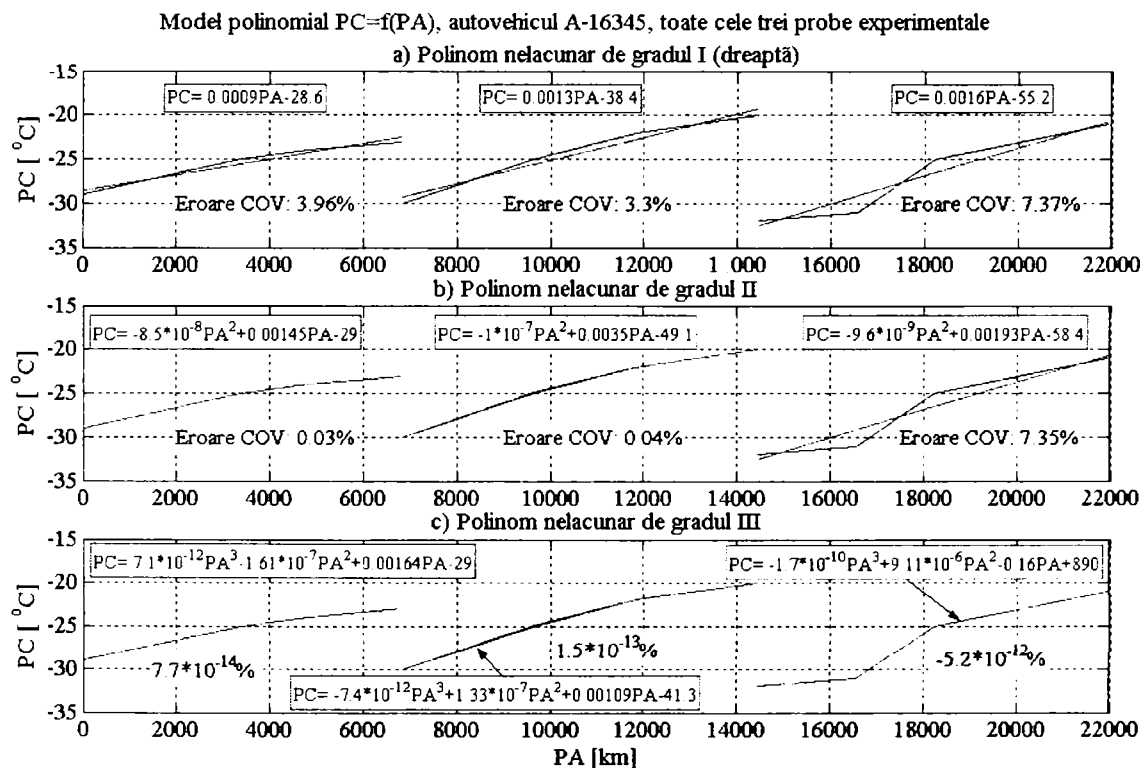


Fig.7.1

Drept exemplu, în fig.11.1 se prezintă rezultatul stabilirii unor modele polinomiale care să ofere valorile punctului de curgere (PC) în funcție de rulaș (parcursul autovehiculului PA) în cazul celor trei probe experimentale ale autovehiculului A-16345, care are cel mai mare rulaș total de la începutul exploataării. Pentru o mai mare lizibilitate cele trei curbe experimentale au fost dispuse una după cealaltă, deci axa absciselor oferă rulașul total de la începutul experimentărilor. În fig.11.1a s-a dedus un polinom nelacunar de gradul I de tipul (11.5), în fig.11.1b unul de gradul II din relația (11.2), iar în fig.11.1c o expresie de gradul III de forma (11.4). După cum se remarcă din grafice, unde sunt evidențiate

și expresiile analitice ale modelelor matematice pentru fiecare probă (cu $PA \equiv x$ variabila factorială și $PC \equiv y$ mărimea rezultativă), numai polinomul de gradul III satisface precizia modelării, erorile la COV (coeficientul de variație) fiind în acest caz practic nule. Precizia mare a modelului polinomial parametric de gradul III conduce practic la o suprapunere a curbei experimentale și a celei obținută din acest model.

În mod analog, în fig.11.2 se prezintă deducerea unor modele matematice similare în cazul aceleiași dependențe $PC=f(PA)$, dar pentru cele trei probe experimentale ale autovehiculului A-23258, care are cel mai mic rulaj total de la începutul exploatării. Și în acest caz polinomul de gradul III, dedus în fig.11.2c, oferă o precizie mare de modelare; ca urmare, în continuare nu se va mai apela la modele matematice cu polinoame de grad mai mic sau mai mare.

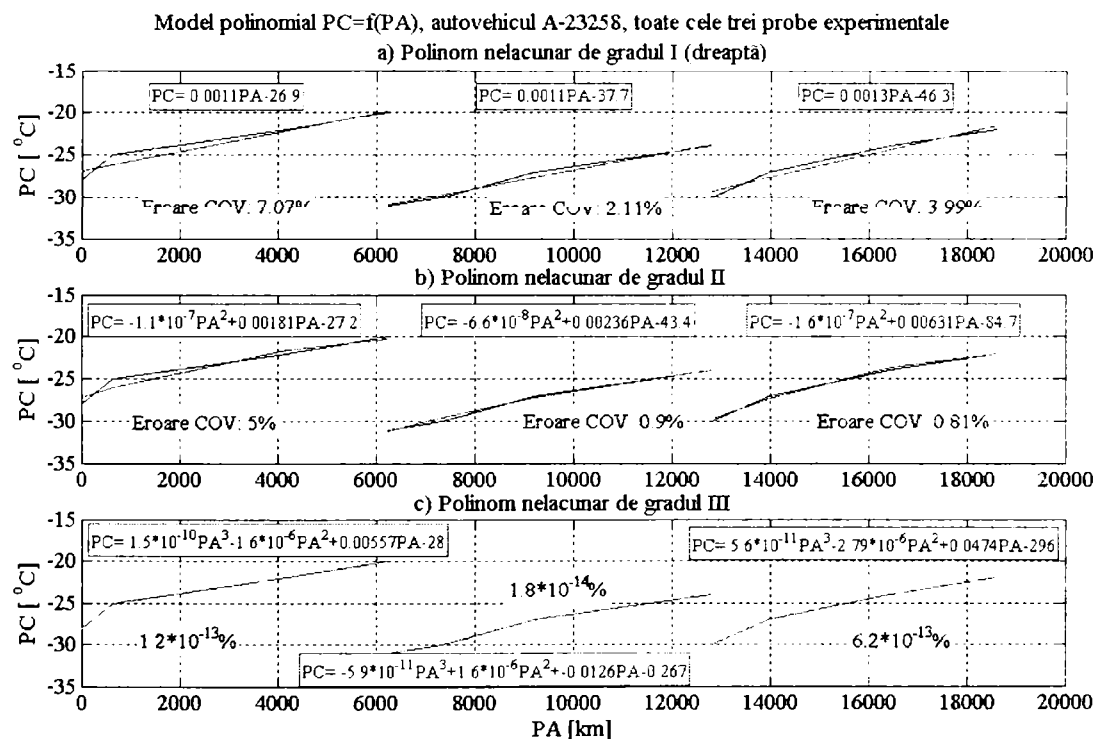


Fig.11.2

Așa cum se constată din exemplele prezentate, fiecare probă experimentală este descrisă de un model matematic distinct; aceasta face dificilă o generalizare în sens determinist, adică să se deducă un model matematic care să fie valabil pentru orice probă și care să ofere o unică valoare, egală cu cea experimentală.

În mod similar se pot stabili și alte modele matematice, cu variabila factorială tot rulajul autovehiculului sau oricare mărime ce definește o proprietate a uleiului.

Un asemenea exemplu este oferit în fig.11.3, la care mărimea factorială este punctul de curgere PC , iar variabila rezultativă punctul de inflamabilitate PI ; așadar, este vizat un model matematic de forma $PI=f(PC)$ pentru cele trei probe experimentale ale autocamionului A-23250. După cum se constată din grafic, s-a

dedus doar un model polinomial de gradul III, acesta oferind o precizie foarte bună a estimării mărimii rezultative, curbele fiind practic suprapuse iar eroarea extrem de mică. De asemenea, chiar dacă mărimea factorială este punctul de inflamabilitate, pe axa absciselor nu s-a folosit aceasta, ci tot rulajul autovehiculului, graficul fiind astfel mai sugestiv.

Și în acest caz expresiile analitice sunt distincte, sensibil diferite pentru cele trei probe experimentale, confirmând astfel dificultatea generalizării modelelor matematice.

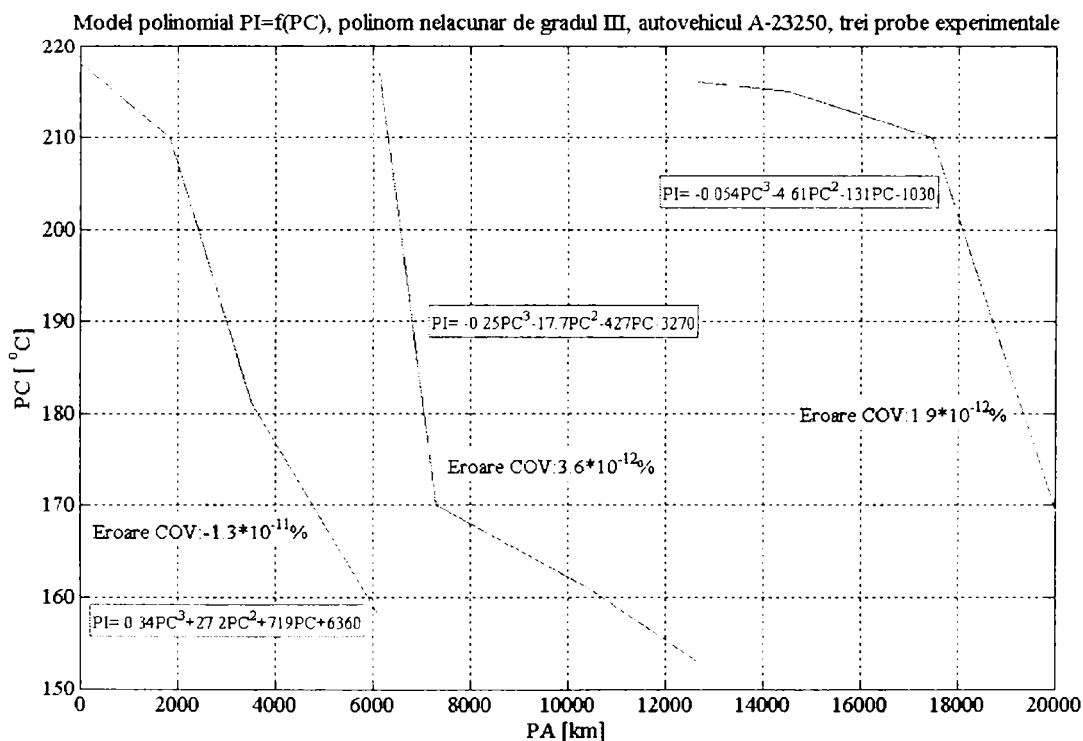


Fig.11.3

11.2. Evoluția gradului de fum după distanța parcursă

Pentru autoturismul VW Sharan, se prezintă evoluția gradului de fum în corelație cu distanța parcursă, după date specifice evaluării prin opacitate respectiv gravific, aplicație realizată și prin funcții.

Pornind de la datele prezentate în fig. 10.1 și tabelul 10.3, apreciind curba de evoluție a coeficientului de absorbție Hartridge K_M în funcție de distanța D parcursă de autovehicul ca o parabolă de gradul doi și aplicând relația (11.2), se obține următoarea relație care apreciază evoluția K_M :

$$K_M = -0,023 \cdot D^2 + 0,521 \cdot D - 0,52 \quad (11.6)$$

Coeficienții a_0 , a_1 și a_2 din relația (11.2) au fost obținuți prin aplicarea rezultatelor experimentale la rel. (11.2). Astfel, s-au obținut:

$$a_0 = -0,52 ; a_1 = 0,521 ; a_2 = -0,023$$

Nu se constată abateri față de curba experimentală din fig. 10.1, curba de calcul suprapunându-se foarte bine peste cea teoretică, obținută prin modelare matematică - fig. 11.4.

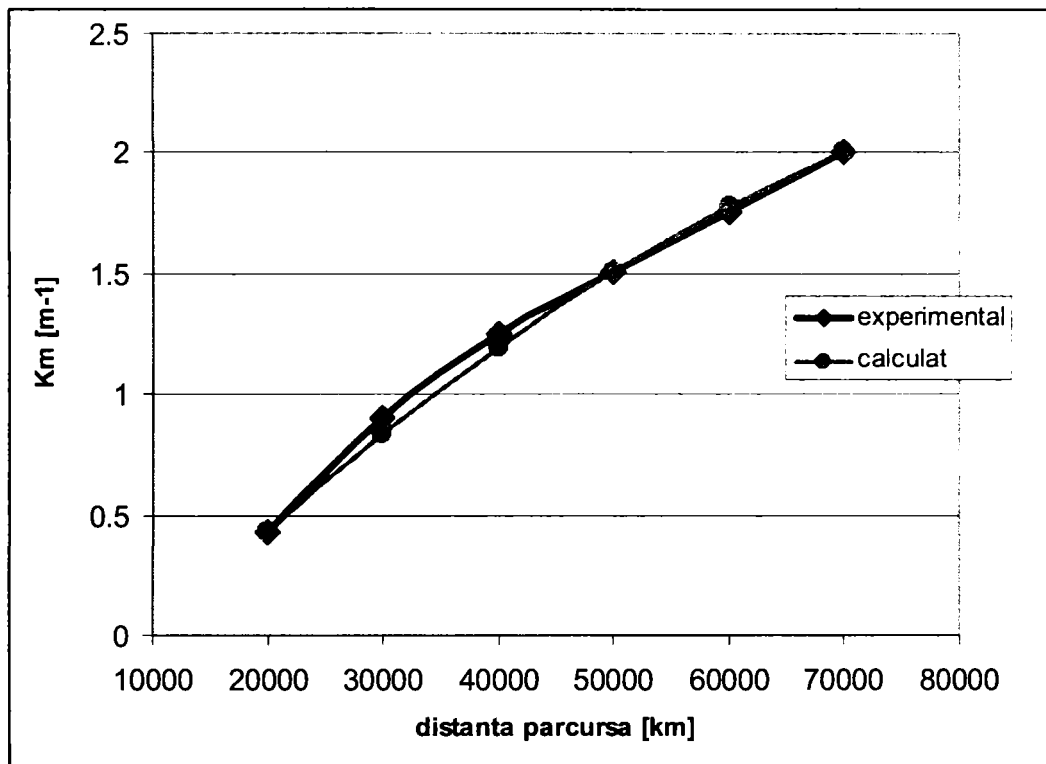


Fig. 11.4

La verificare, pentru punctele intermediare, adică nu acelea care au servit la determinarea constantelor a_0 , a_1 , a_2 , se obțin abateri între 1,52...4,32%, care sunt acceptabile din punct de vedere tehnic.

Gradul de fum, evaluat gravific prin conținutul de particule GFG, se stabilește pornind de la fig. 10.4 din care se extrag dependențele de interes, și folosind datele din tabelul 10.3, rezultatele obținute fiind redate în tabelul 11.2 și fig. 11.5.

În fig. 11.5 se prezintă grafic dependența $GFG = f(D)$. Acceptând evoluția GFG tot ca o parabolă de gradul doi, cu deducerea coeficienților a_0 , a_1 , a_2 după raționamentul prezentat anterior ($a_0 = -0,016$; $a_1 = 0,062$; $a_2 = -0,002$), se deduce funcția:

$$GFG = -0,002 \cdot D^2 + 0,062 \cdot D - 0,016 \quad (11.7)$$

Abaterile punctelor teoretice față de cele experimentale sunt sub 2%, ceea ce corespunde scopului propus.

Tabelul 11.2

Nr. crt.	Distanța parcursă D [km]	Coeficientul de absorbție K_M [m^{-1}]	Conținut gravific de particule GFG [g/m^3]	Grad de fum Hartridge HSU [%]
1.	20000	0,43	0,10	1,0
2.	30000	0,90	0,16	1,4
3.	40000	1,25	0,20	1,9
4.	50000	1,51	0,24	2,3
5.	60000	1,75	0,28	2,5
6.	70000	2,00	0,32	2,7

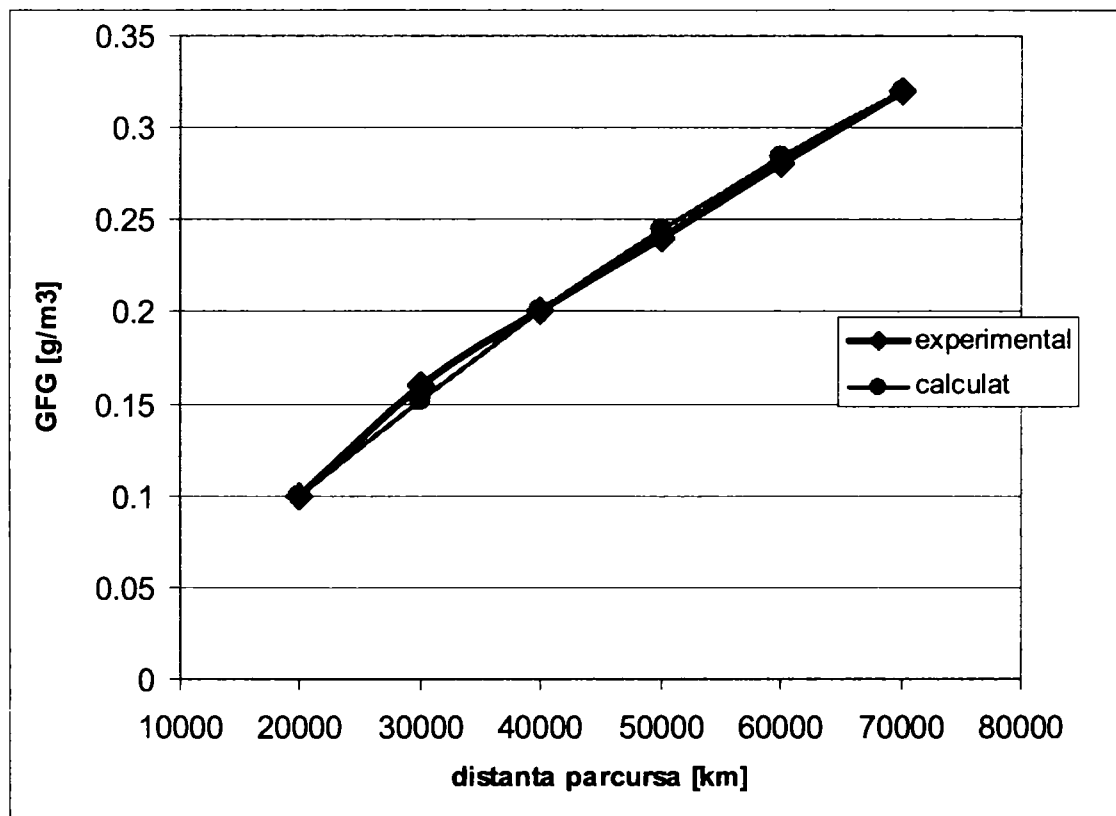


Fig. 11.5

11.3 Considerații generale pentru uleiul de motor al autoturismelor

Dintre lubrifianții folosiți de autovehicule în general, sunt considerați ca fiind deosebit de importante uleiurile pentru motor și cele pentru transmisii, deoarece aceste agregate au un rol major în menținerea performanțelor autovehiculelor.

Performanțele autovehiculelor se modifică treptat, în raport cu starea tehnică a agregatelor, subansamblelor și pieselor ce intră în compunerea acestora.

Principalul agregat din compunerea oricărui autovehicul, de care depind într-o măsură considerabilă performanțele acestora, este motorul.

Caracteristicile uleiului Castrol Ugthec 10W40

--- Vorgegebene Probandaten ---

Probenname:	4	Verdünnungsmaterial:	
Beschreibung:		Probenmasse (g):	4,0000
Methode:	Tqi-2961	Verdünnermasse (g):	0,0000
Auftragsnummer:	2008_06_03	Verdünnungsfaktor:	1,0000
Probenzustand:	Küvette, 25 mm	Probdrehung:	nein
Probenart:		Eingangsdatum:	03.06.2008
Status der Probe:	A A A X X X	Auswertungsdatum:	03.06.2008

--- Ergebnisse ---

Der angegebene Fehler ist der statistische Fehler mit 1 sigma Vertrauensbereich.

Z	Symbol	Element	Konzentration	Abs. Fehler
12	Mg	Magnesium	413 mg/kg	61 mg/kg
13	Al	Aluminium	46,8 mg/kg	6,6 mg/kg
14	Si	Silicium	22,2 mg/kg	2,7 mg/kg
15	P	Phosphor	586,5 mg/kg	3,2 mg/kg
16	S	Schwefel	3725 mg/kg	5 mg/kg
17	Cl	Chlor	59,5 mg/kg	0,6 mg/kg
19	K	Kalium	24,8 mg/kg	1,8 mg/kg
20	Ca	Calcium	1781 mg/kg	7 mg/kg
22	Ti	Titan	< 0,8 mg/kg	(0,0) mg/kg
23	V	Vanadium	< 0,7 mg/kg	(0,0) mg/kg
24	Cr	Chrom	3,8 mg/kg	1,4 mg/kg
25	Mn	Mangan	2,9 mg/kg	0,8 mg/kg
26	Fe	Eisen	26,1 mg/kg	0,7 mg/kg
27	Co	Kobalt	1,0 mg/kg	0,4 mg/kg
28	Ni	Nickel	0,9 mg/kg	0,2 mg/kg
29	Cu	Kupfer	25,2 mg/kg	0,4 mg/kg
30	Zn	Zink	764,1 mg/kg	1,5 mg/kg
33	As	Arsen	0,3 mg/kg	0,1 mg/kg
35	Br	Brom	9,9 mg/kg	0,2 mg/kg
42	Mo	Molybdän	< 18 mg/kg	(12) mg/kg
47	Ag	Silber	< 3,8 mg/kg	(1,4) mg/kg
48	Cd	Cadmium	3,3 mg/kg	1,9 mg/kg
50	Sn	Zinn	< 7,3 mg/kg	(0,0) mg/kg
51	Sb	Antimon	< 8,3 mg/kg	(1,7) mg/kg
52	Te	Tellur	< 11 mg/kg	(0,0) mg/kg
53	I	Iod	< 19 mg/kg	(15) mg/kg
56	Ba	Barium	< 53 mg/kg	(0,0) mg/kg
80	Hg	Quecksilber	< 0,4 mg/kg	(0,0) mg/kg
81	Tl	Thallium	0,5 mg/kg	0,2 mg/kg
82	Pb	Blei	6,7 mg/kg	0,3 mg/kg
83	Bi	Bismut	< 0,3 mg/kg	(0,0) mg/kg

Fig. 11.6

Pe timpul exploatării, în mecanismele, sistemele și piesele motoarelor de tracțiune cu ardere internă au loc modificări importante care conduc la înrăutățirea performanțelor autovehiculelor.

Cauza principală a înrăutățirii stării tehnice a mecanismelor și sistemelor motorului o constituie uzarea pieselor în procesul de funcționare, major influențată de factorii exteriori caracteristici condițiilor specifice de exploatare ale autovehiculelor.

Uzarea pieselor metalice se datorează, în special, proceselor de coroziune, de abraziune și de adeziune.

La uzarea unor piese, cum sunt cuzineții, camele și tacheții motoarelor sau angrenajelor, poate interveni și fenomenul de oboseală.

În timpul exploatării, transmisiile autovehiculelor sunt supuse unor eforturi variabile, în funcție de condițiile de deplasare. Printre acestea, încărcătura, configurația drumului, viteza de deplasare, precum și modul de întreținere și de conducere a autovehiculelor exercită o influență importantă asupra componentelor transmisiei.

Două situații de exploatare creează condițiile cele mai dificile pentru funcționarea transmisiilor. Prima se referă la exploatarea autovehiculului la cuplu mare și viteză mică, specifică urcării drumurilor în pantă, iar a doua la deplasarea pe drum orizontal și bine întreținut cu viteză mare și cuplu mic

Totodată rezultă că odată cu funcționarea motorului și transmisiei uleiul este supus unui proces continuu de oxidare și de impurificare cu diferite produse străine, concomitent cu epuizarea (descompunerea) aditivilor.

Ca urmare, apare ca interesantă și utilă cunoașterea concretă, cantitativă a modificării proprietăților uleiurilor în procesul de funcționare a autovehiculelor.

11.4. Evoluția calității uleiului de motor pe parcursul rulajului și stabilirea prin funcții a acestei evoluții

Autoturismul supus investigației – VW Sharan, a utilizat numai ulei Castrol GTXS Ugtec 10W40, cu caracteristicile următoare - fig.11.6 .

Evoluția vâscozității uleiului ν_{100} la temperatura de 100°C în funcție de numărul de km parcurși de autoturismul avut în vedere este redată în tabelul 11.3 respectiv fig. 11.7.

Tabelul 11.3

Nr. crt.	Vâscozitate ν_{100} [m²/s]	Distanța parcursă D [km]	Observații
1.	9,70	20000	
2.	10,25	30000	
3.	10,50	40000	
4.	10,60	45000	Schimbata ulei Castrol 10W40
5.	9,70	50000	
6.	10,25	55000	
7.	10,50	65000	
8.	10,60	70000	

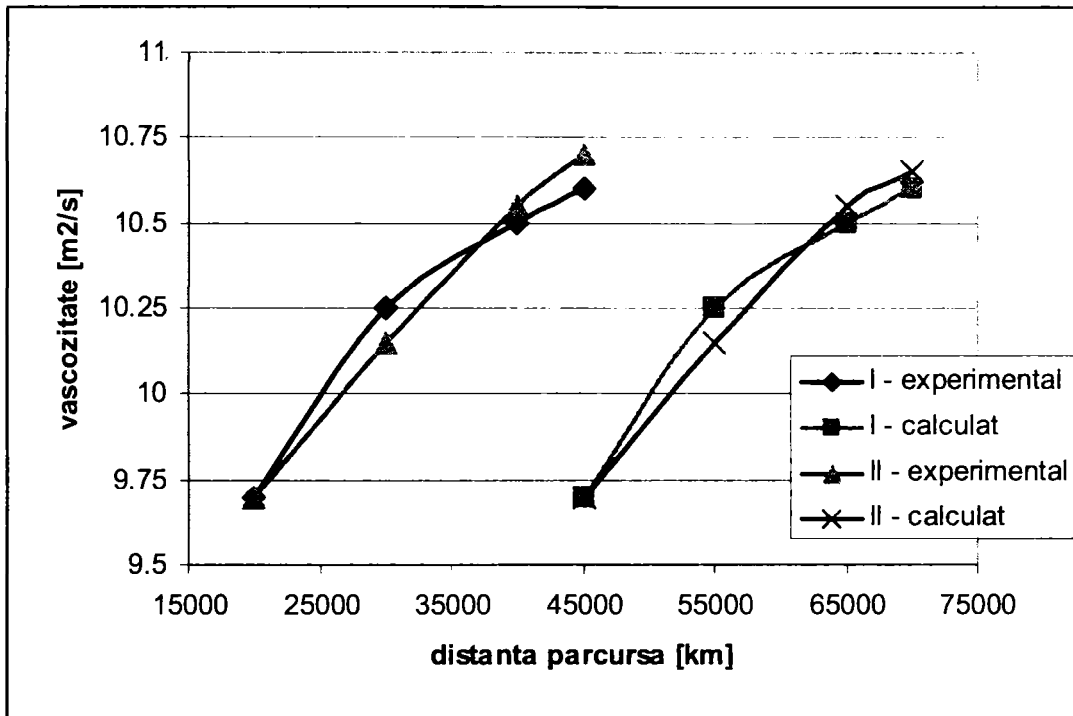


Fig. 11.7

Mărimea de interes v_{100} în raport cu parcursul autoturismului se s-a studiat între 20.000 și 45.000 (domeniul I), respectiv între 45.000 și 70.000 km (domeniul II) – la 45.000 km s-a efectuat un schimb de ulei, curbele având aceeași alură de variație.

În raport cu rulajul, datorită solicitărilor la care este supus uleiul, a diferitelor contaminări, vâscozitatea sa crește.

Pentru modelarea matematică a evoluției vâscozității, curba se asimilează cu o parabolă de ordinul doi, ecuația care descrie evoluția vâscozității fiind:

$$v_{100} = a_{2x} \cdot D^2 + a_{1x} \cdot D + a_0 \quad (11.8)$$

Constantele a_0 , a_{1x} , a_{2x} se calibrează după rezultatele experimentale, obținându-se ecuația:

$$v_{100} = -0,025 \cdot D^2 + 0,675 \cdot D + 8,45 \quad (11.8a)$$

Curbele calculate – fig. 11.7 prezintă abateri sub 5% față de cele experimentale, ceea ce este acceptabil din punct de vedere tehnic.

11.5. Modelarea evoluției emisiei de CO_2 și a consumului de combustibil de cale în raport cu rulajul

Modelarea evoluției emisiei de CO_2 și a consumului de combustibil de cale în raport cu rulajul pentru autoturismul analizat s-a realizat prin funcții. Datele experimentale de calibrare sunt cele din tabelul 10.3, reluate în tabelul 11.4 și fig. 11.8 – 11.9.

Tabelul 11.4

Nr. crt.	Consum de combustibil de cale C_c [l/100km]	Nr. km parcurși [km]	Emisia specifică CO_2 E_{CO_2} [g/km]
1.	6,8	20.000	180,2
2.	6,9	30.000	182,9
3.	7,0	40.000	185,5
4.	7,1	50.000	188,1
5.	7,2	60.000	190,8
6.	7,3	70.000	193,9

Pentru emisia specifică de CO_2 , funcția care îi descrie evoluția este de tip liniar:

$$E_{CO_2} = 2,66 \cdot D + 174,88 \quad (11.9)$$

Pentru stabilirea evoluției consumului de combustibil de cale $C_c = f(D)$ s-a folosit Programul DEKRA 2007, iar funcția care îi descrie evoluția este de tip liniar:

$$C_c = 0,1 \cdot D + 6,7 \quad (11.10)$$

Se constată pentru ambii parametri analizați, o bună corespondență a datelor experimentale cu cele obținute prin modelare matematică prin funcții, abaterile înregistrate fiind practic neglijabile.

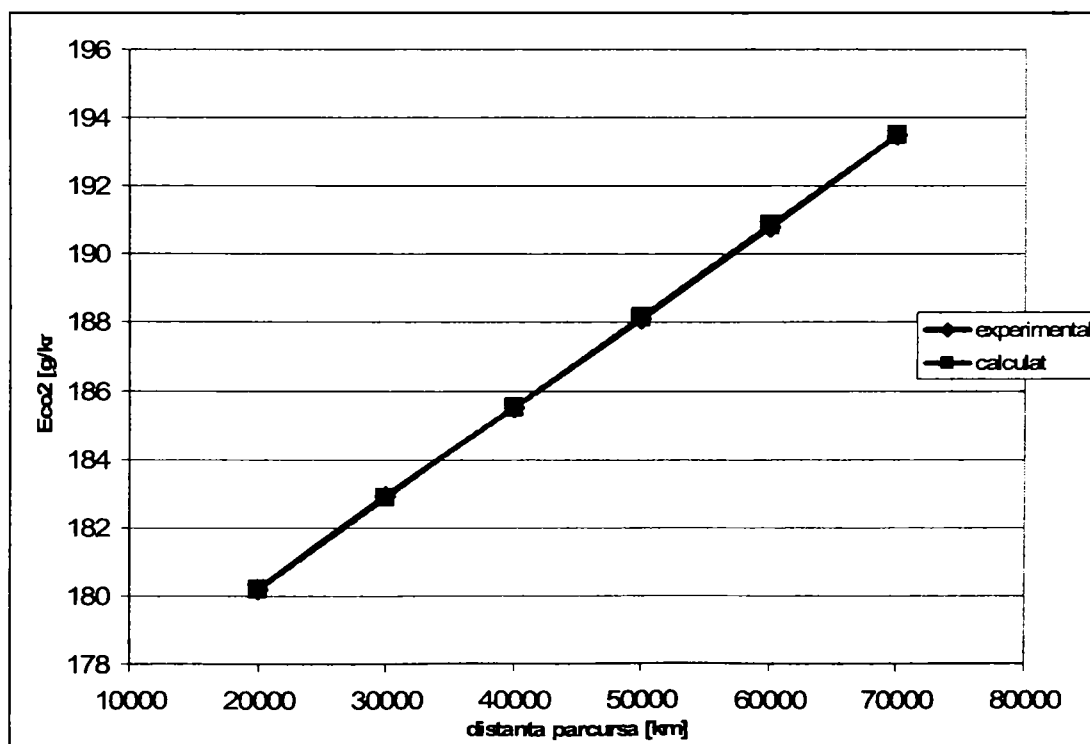


Fig. 11.8

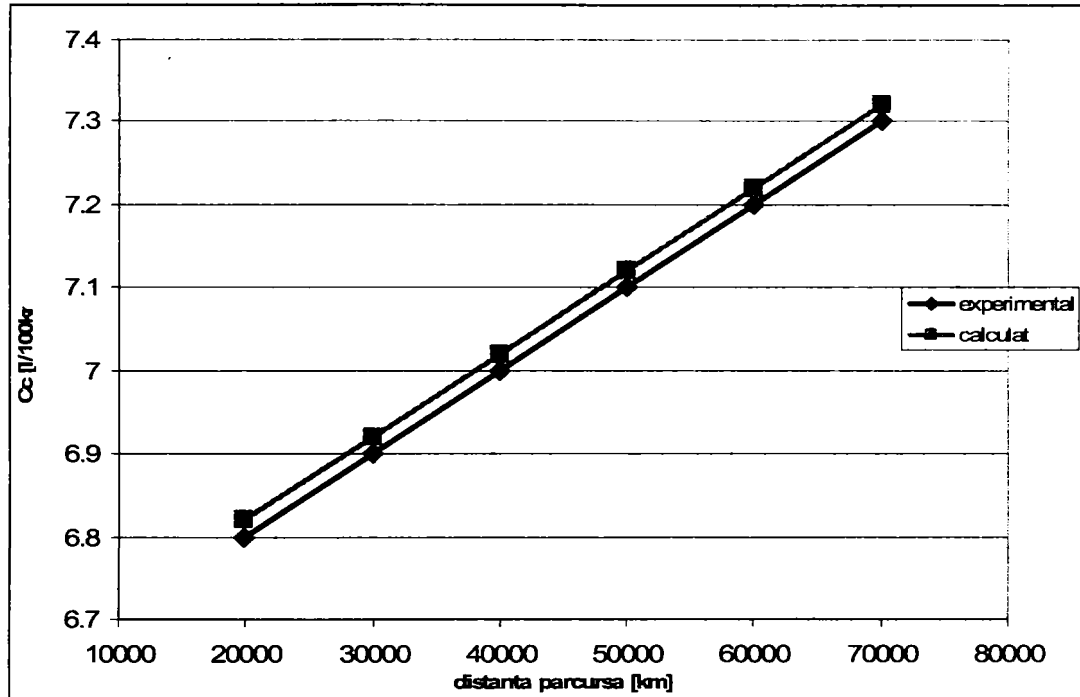


Fig. 11.9

Capitolul 12

INTERPRETAREA CRITICĂ A DATELOR TEORETICE IN JUXTAPUNERE CU DATELE EXPERIMENTALE

Lucrarea realizează o analiză pertinentă a condițiilor pe care le impune injecția de foarte înaltă presiune. Se studiază variante de soluții de injectoare, este tratată curgerea în regim staționar prin injector, se fac analize ale influenței calității combustibilului – în primul rând a vâscozității, și se studiază apariția și evoluția undelor de presiune.

De asemenea, ceea ce constituie o premieră într-o lucrare de acest tip este tratarea problemelor cavității, cu diagrama fazelor, cu apariția bulei de vapori într-o microfisură, separându-se curgerea în punctele stratului limită, atenție deosebită acordându-se cavității în conducta de refulare, cercetată și cantitativ, respectiv cu efectele cavității în zona supapei de refulare, a duzei injectorului și cu prezentarea influențelor mărimilor caracteristice ale injecției asupra performanțelor motoarelor cu aprindere prin comprimare.

La modelul fizico-matematic propus s-au adoptat mai puține ipoteze simplificatoare, fapt ce permite creșterea preciziei de calcul.

Funcționarea pompei de injecție și a injectorului au fost evidențiate prin funcții matematice de tip „signum” și „ramp”. Metoda prezintă importanță pentru proiectarea motoarelor cu injecție de foarte mare presiune, unde poate servi indirect la calculul performanțelor acestora. În legătură cu controlul electronic al injecției de combustibil pentru un motor diesel curat, se stabilește că sistemul de injecție de combustibil, în general trebuie să satisfacă următoarele cerințe:

- capacitate de presiune mare;
- controlul presiunii de injecție;
- controlul flexibil al perioadei de injecție;
- controlul ritmului de injecție.

Presiunea de injecție este controlată prin modificarea cantității de combustibil descărcată din pompa de alimentare de înaltă presiune, cu răspuns de „feed-back”, semnal primit de la senzorii de presiune.

Funcțiile pompei de alimentare de înaltă presiune sunt generarea presiunii în calea comună și controlul alimentării. Supapa de control a pompei este deschisă în timp ce pistonul coboară și presiunea joasă este realizată din galeria de combustibil în pompa de alimentare de înaltă presiune spre camera pistonului, prin supapa de control a pompei. Cantitatea de combustibil injectată se asigură cu ajutorul blocului electronic, care calculează optimul cantității injectate pentru condițiile de bază de drum ale autovehiculului și care sunt detectate cu diverși senzori, precum și cantitatea introdusă, controlată prin comanda unui puls larg spre o supapă cu trei căi din injector.

Când comanda pistonului este transmisă la unitatea de calcul ECV spre supapa cu trei căi TWV, combustibilul cu înaltă presiune umple camera de comandă a pistonului hidraulic al injectorului; se introduce în bazinul de combustibil fluidul necesar.

Un sistem denumit ECD-U2 poate pune combustibilul cu o precizie foarte mare chiar și pentru cantități mici injectate, de exemplu 1 mm^3 sau chiar mai puțin, deoarece orice mică creștere de suprafață a guriile injectorului poate fi controlată.

Timpul de injecție este controlat în mod liber prin ajustarea timpului cât este activată supapa cu trei căi. Controlul ritmului de injecție este remarcabil în cazul îmbunătățirii economiei de combustibil și reducerii emisiilor poluante și a zgomotului în același timp. Presiunea în camera de comandă poate fi redusă prin restricția orificiului cu o singură cale. Când ridicarea inițială a vârfului acului este reținută și creșterea ritmului injecției cu întreruperi rapide ale injecției este realizată, după așa zisă formulă „delta”. Reglarea cantității injectate se face ca la pompele în linie, cu un canal de comandă oblic de pe pistonășul de pompare și prin rotirea sincronă a tuturor pistonășelor cu ajutorul cremalierei.

Din cele de mai sus se constată că se acordă atenția cuvenită injecției de combustibil asistată electronic, la motorul diesel, cu efecte benefice asupra reducerii noxelor.

Reducerea consumului de combustibil și a unor noxe pentru autoturisme echipate cu motoare cu ardere internă prilejuiește stabilirea efectului transportului pe portbagajul de pe acoperișul mașinii, cel al încălzirii motorului după pornire, și influențele asupra consumului de combustibil de cale. Sunt analizate de asemenea efectele treptelor de viteză asupra consumului de combustibil de cale, efectul deplasării la viteză constantă și al raționalizării deplasării în trafic dens cu motorul oprit, influența transportului rutier asupra mediului, efectele conducerii economice – energetice a autoturismului și norme evolutive și recente antipoluante, efectuându-se o sinteză asupra raționalizării utilizării automobilului.

Pe baza măsurătorilor proprii se urmărește evoluția gradului de fum și a emisiei de particule în raport cu distanțele parcurse. Se efectuează cercetări experimentale privind fumul măsurat prin opacitate în raport cu distanța parcursă, în km, pentru motorul autoturismului VW Sharan 1,9TDI (RT-DU-99). Sunt prezentate grafic și tabelar variația coeficientului de absorbție K_M funcție de distanța parcursă. Acestea permit stabilirea modului în care distanțele parcurse influențează valorile acestui factor.

Folosind programul DEKRA – Germania 2007, care s-a utilizat în această lucrare, se stabilește evoluția consumului specific de cale, emisia specifică E_{CO_2} și cea absolută M_{CO_2} de CO_2 , dându-se un exemplu concret de calcul.

Pentru o serie de autovehicule moderne se efectuează experimente numerice privind evaluarea gravifică a fumului după măsurători specifice inspecției tehnice periodice. Aceste informații sunt deosebit de valoroase deoarece extind spectrul cercetărilor, mergându-se până la prelucrarea datelor experimentale cu expunerea coeficientului K_M , a gradului de fum Hartridge [%] și a fumului evaluat gravific GFG [g/m^3].

Se subliniază că erorile care pot să apară sunt în general cauzate de măsurătorile făcute pentru determinarea indicilor de opacitate, în lucrare fiind expusă o diagramă de corespondență fum Hartridge – funingine, respectiv fum gravific [g/m^3].

Metodele de stabilire a modelelor matematice pe baza datelor experimentale, aplicație realizată prin funcții, permit determinarea evoluției gradului de fum, a CO_2 și a calității uleiului după distanța parcursă, în km de către autoturismul studiat. Este redată dependența funcțională la care s-a ajuns, fiind de subliniat că abaterile între curba experimentală și cea calculată sunt sub 2%. Analiza a fost efectuată pentru un parcurs al autoturismului studiat de 50.000 km (între 20.000 și 70.000 km, interval în care s-a efectuat un schimb de ulei).

Se redau curbele caracteristice pentru coeficientul de absorbție Hartridge K_M în funcție de distanța parcursă D și a fumului exprimat gravific $GFG = f(D)$. Abaterile înregistrate între curbele experimentale și cele calculate sunt practic inexistente.

Sunt analizate condițiile generale pentru uleiul de motor al autoturismului, prezentându-se compoziția uleiului utilizat, determinată la un laborator de specialitate, precum și caracteristicile sale principale.

Se urmărește evoluția vâscozității uleiului ν_{100} (la 100°C – limită superioară, cea mai dezavantajoasă din punctul de vedere al funcționării motorului), în raport cu parcursul autoturismului. Diferența între curbele de calcul și experimentale este sub 5% , acceptabilă din punct de vedere tehnic.

De asemenea, se prezintă sub formă tabelară datele experimentale în funcție de distanța parcursă, pentru emisia specifică de CO_2 - E_{CO_2} [g/km] și pentru consumul specific de cale C_c [l/100km]. Aceste evoluții sunt modelate și matematic, datele experimentale fiind folosite la calibrarea constantelor funcțiilor matematice folosite. Se obține o bună corespondență între datele experimentale și cele modelate matematic.

Capitolul 13

CONCLUZII. CONTRIBUȚII PERSONALE

13.1. Concluzii

Problema tratată în teza de doctorat este de un deosebit interes practic și teoretic, deoarece încearcă și reușește să evidențieze, pentru autoturisme de clasă mijlocie (familia VW), evoluția unor parametri caracteristici poluării, inclusiv pentru CO₂, a consumului specific de cale, exprimat în l/100km, precum și a comportării uleiului pe durata exploatării, în raport cu distanța parcursă.

Stadiul actual al cercetărilor în domeniul injectiei diesel de foarte înaltă presiune prilejuește expunerea unor considerații generale în legătură cu această tehnică și importanța ei.

Este analizată injectia diesel, problemele și evaluarea acestora, factorii care influențează procesul de injectie. O deosebită atenție se acordă fenomenelor perturbatorii ale procesului de injectie. Se prezintă sistemul de injectie electronică de motorină și se concluzionează asupra rezultatelor obținute.

Este prezentată originea poluanților din gazele de evacuare ale motoarelor cu aprindere prin comprimare. După considerații generale legate de această problemă, se analizează originea fumului emis de motoarele diesel, a emisiilor de hidrocarburi și a mirosului gazelor evacuate, formarea poluanților în motorul cu injectie directă precum și în cel cu injectie indirectă. Se tratează mijloacele active de reducere a emisiilor poluante ale motoarelor diesel precum și mijloacele pasive, utilizând catalizatori și filtre de particule.

Se prezintă instalațiile și metodele de măsurare a poluanților emiși de către motoarele cu aprindere prin comprimare, expunându-se instalațiile de măsurare a poluanților gazoși, iar pentru particule scheme pentru standuri dinamice cu role precum și elemente privind determinarea experimentală a poluanților și a mirosului gazelor de eșapament.

Controlul electronic al injectiei de combustibil pentru un motor diesel curat oferă informații utile atât pentru constructor cât și pentru cel care întreține și exploatează mașina și se concluzionează asupra rezultatelor obținute.

Prin investigarea nivelului de noxe la motoarele diesel cu injectie directă de foarte înaltă presiune se realizează o sinteză a controlului arderii în motor în corelație cu emisiile poluante, cu insistare asupra injectiei pilot, asupra procedurii de fumigare și a procedurii Vigom.

Se tratează modularea cinetică a arderii, controlul emisiilor poluante, respectiv a fumului și particulelor, a emisiilor de NO_x și de hidrocarburi.

Reducerea consumului de combustibil și a noxelor pentru autoturismul echipat cu motor cu ardere internă prilejuește într-o primă fază, stabilirea unor condiții de exploatare asupra acestor parametri – prezentate în extenso în capitolul 6.

Metodele moderne de cercetare a poluanților chimici analizează substanțele nelimitate prin norme, tehnici de analiză – spectroscopia de masă, cromatografia, gravimetria, etc., concluzionându-se asupra acestora.

În lucrare se tratează și diagnosticarea emisiilor poluante la bordul autovehiculelor, o problemă cu o implementare obligatorie la autovehiculele actuale.

Schemele pentru măsurarea noxelor pe standul dinamic cu role tratează testul FTP 75 și ECE/EC 90.

Evoluția în raport cu distanța parcursă de autovehicul a gradului de fum și a particulelor emise este prezentată prin rezultatele experimentale, pentru motorul autoturismului VW Sharan 1,9TDI (RT-DU-99).

Sunt prezentate în detaliu aparatele de măsură folosite - fummetrul Hartridge - tip VLT 4990 și se expun normele de măsurare a fumului după regulamentul nr. 83 CEE-ONU, nr. 24 CEE-ONU, insistându-se asupra legislației românești.

Metoda MIRA pentru echivalare opacitate fum - particule emise de motoarele diesel este redată cu multe detalii pentru ca aceasta să poată fi ușor utilizată, cu echivalarea unități de fum Bosch, Hartridge - particule emise.

Evaluarea gravifică a fumului după măsurători specifice inspecției tehnice periodice a autovehiculelor oferă informații generale privind mașinile investigate și valorile obținute. Se prezintă tehnici pentru prelucrarea datelor experimentale obținute și se redau concluzii și date comparative pentru nivelul de fum măsurat în unități Hartridge, gravific și redarea coeficientului de absorbție K_M .

S-a efectuat modelarea matematică prin funcții polinomiale a evoluției coeficientului de absorbție K_M , a gradului de fum exprimat gravific GFG, a vâscozității uleiului ν_{100} , a emisiei specifice de CO_2 - E_{CO_2} și a consumului de combustibil de cale C_C în funcție de distanța parcursă.

Valorile dependențelor funcționale stabilite sunt următoarele:

$$K_M = -0,023 \cdot D^2 + 0,521 \cdot D - 0,52 \quad [m^{-1}]$$

$$GFG = -0,002 \cdot D^2 + 0,062 \cdot D - 0,016 \quad [g/m^3]$$

$$\nu_{100} = -0,025 \cdot D^2 + 0,675 \cdot D + 8,45 \quad [m^2/s]$$

$$E_{CO_2} = 2,66 \cdot D + 174,88 \quad [g/km]$$

$$C_C = 0,1 \cdot D + 6,7 \quad [l/100km]$$

13.2. Contribuții personale

Contribuțiile personale sunt sintetizate în următoarele:

- a fost adus la zi stadiul actual al cercetării în domeniul injectiei de foarte înaltă presiune;
- s-au evaluat problemele pentru injectia diesel de foarte înaltă presiune, factorii care influențează procesul de injectie, fenomenele perturbatoare pentru injectia diesel comandată electronic, cu concluzii pertinente;
- s-a stabilit originea poluanților din gazele de evacuare ale motoarelor cu aprindere prin comprimare, cu referire la originea fumului, a emisiilor de hidrocarburi și a mirosului gazelor evacuate, cu formarea poluanților în motorul cu injectie directă în special, și pentru cel cu injectie indirectă;
- s-au dezvoltat mijloacele active de reducere a emisiilor poluante și metodele pasive, folosind catalizatori și filtre de particule;

- sunt prezentate sistematizat instalațiile și metodele de măsurare a poluanților emiși de motoarele cu ardere internă, standurile dinamice cu role, elemente privind determinarea experimentală a mirosului gazelor de eșapament, controlul electronic al injectiei de combustibil pentru motorul diesel curat;
- investigarea nivelului de noxe la motorul diesel cu injectie de foarte înaltă presiune aduce la zi problemele legate de controlul arderii în acest tip de motor, în corelație cu emisiile poluante, cu referire la injectia pilot, fumigare, procedeul Vigom, modularea cinetică a arderii, controlul emisiilor poluante;
- reducerea consumului de combustibil și a unor noxe pentru autoturismul echipat cu motor diesel de clasă mijlocie;
- soluțiile prezentate sunt utile pentru cei care exploatează motoarele diesel din această clasă;
- expunerea metodelor moderne de cercetare a poluanților chimici, analiza substanțelor nelimitate prin norme;
- diagnosticarea emisiilor poluante la bordul autovehiculelor – obligatorie la toate autovehiculele de construcție actuală;
- evoluția în raport cu distanța parcursă a gradului de fum, a emisiei de particule pentru autoturismul echipat cu motor diesel de clasă mijlocie;
- analiza comparativă a emisiilor de fum și de particule conform diferitelor norme – europene și românești;
- aplicarea metodei MIRA de echivalare a gradului de fum cu emisia de particule, pentru diferite tipuri de autovehicule;
- evaluarea gravifică a gradului de fum conform normelor specifice inspecției tehnice periodice a autovehiculelor;
- analiza evoluției calității uleiului în funcție de distanța parcursă de autovehicul;
- analiza evoluției gradului de fum în funcție de distanța parcursă de autovehicul;
- analiza evoluției emisiei de CO₂ și a nivelului global de CO₂ emis în funcție de distanța parcursă de autovehicul;
- stabilirea de modele matematice tip funcție de tratare a evoluției parametrilor de poluare investigați;
- prelucrarea critică a datelor experimentale, în comparație cu cele obținute prin modelarea matematică prin funcții a evoluției mărimilor investigate;
- stabilirea evoluției consumului de combustibil de cale în funcție cu distanța parcursă, prin utilizarea programului de calcul DEKRA;
- rezultatele obținute pentru autoturismul VW Sharan pot fi extrapolate la autovehicule similare, din aceeași clasă;

Bibliografie

1. Andrews, G.E., Charalambous, L.A., *An Organic Diesel Fuel Additive for the Reduction of Particulate Emissions*, SAE Technical Paper Series 912334
2. Anton I., *Cavitația vol. 1*, Editura Academiei, București, 1984.
3. Aramă, C., Apostolescu N., B.Grünwald B., *Poluarea aerului de către motoarele cu ardere internă*, Editura Tehnică, București, 1975.
4. Bărănescu G., *Injection system with pilot injection*, U.S.Patent nr.4.796.577., jan.10, 1989
5. Birch, S., *Toward cleaner diesels*, Automotive Engineering International, Nov. 1999.
6. Bobescu Gh, ș.a., *Tehnici speciale de reducere a consumului de combustibil și limitarea noxelor la autovehicule*, Univ. Transilvania, Brașov, 1989.
7. Bobescu Gh., Radu A., Chiru A., ș.a. – *Tehnici speciale pentru reducerea consumului de combustibili și limitarea noxelor la autovehicule*, Universitatea din Brașov, 1989.
8. Bocanu, I.L. *Acontribuții privind studiul evoluției caracteristicilor uleiurilor în perioada exploatării autovehiculelor militare*, teză de doctorat, Academia Tehnică Militară, București, 2007;
9. Born, C., Peters, N., *Reduction of Soot Emission at a DI Diesel Engine by Additional Injection of Hydrogen Peroxide During Combustion*, SAE Technical Paper Series 982676.
10. Broge, J.L., *PNNL reduces noxious emissions*, Automotive Engineering International, July 2001.
11. Broge, J.L., *Rewieving up for diesel*, Automotive Engineering International, February 2002.
12. Carstens, S., Baerts, C., Knaus, E., *Anspruchvolle Temperatur-sensorik zum Einhalten der Abgasnorm Euro IV*, MTZ 62(2001), nr.6.
13. Cartellieri, W.P., Herzog, P.L., *Swirl Supported or Quiescent Combustion for 1990's Heavy-Duty Diesel Engines – An Analysis*, SAE Technical Paper Series 880342.
14. Copae I., *Instalațiile de alimentare ale motoarelor de tracțiune cu ardere internă*, Editura Academia Militară, București, 1987.
15. Eisenberg, W.C. ș.a., *Cooperative Evaluation of Mthods for the Analysis of PAH in Extracts from Diesel Particulate Emissions*, SAE Paper 840414.
16. Fardon, D., ș.a., *On board diagnosis looking to 2000*, Testing technology international, febr. 1999;
17. Follain, L., *The new PSA 2.2 litre HDI Diesel Engine*, Auto Technology, vol.1, June 2000.
18. Ghia V., *Studiu de fundamentare a programului de cercetare privind procesele de ardere a combustibililor lichizi grei din petrol și cărbune pentru motoare Diesel*, Raport de fază 146, I.N.M.T., București, 1985
19. Giurcă V., *Optimizarea legii de injecție la motoarele Diesel Rapide*, Teză de doctorat, Institutul Politehnic "Gh.Asachi", Iași, 1992.
20. Goodwin, C., *Senkung der Abgas-Emissionen bei aufgeladen Perkins-Lastwagen-Dieselmotoren mit „Squish-Lip“ Kolben*, MTZ 41 (1980), nr.2.

21. Grigore, S., *Contribuții privind studiul injecției în motoarele cu aprindere prin comprimare de mare putere*, teză de doctorat, Academia Tehnică Militară, București 2003.
22. Grünwald, B., *Teoria, calculul și construcția motoarelor pentru autovehicule rutiere*, Editura didactică și pedagogică București - 1980
23. Henderson, P.T., Wells, D., Haddox, M., *Diesel Engines Emissions: A Timing Control Approach*, SAE Technical Paper Series 871630.
24. Hill, R.W., Lawrence, C.S., Clarke, D.P. Needham, J.R., *The Optimized Direct Injection Diesel Engine for Future Passenger Cars*, SAE Technical Paper Series 880419.
25. Irimescu A., *Cercetări privind determinarea prin echivalență opacitate - gravific a fumului emis de motoare diesel, lucrare disertație*, Catedra TMT-AR, Timișoara, 2007.
26. Kakegawa, T., Suzuki, T., Tsugimura, K., *A Study on Combustion of High Pressure Fuel Injection for Direct Injection Diesel Engine*, SAE Technical Paper Series 880422.
27. Kamimoto, T., Bae, M., *High Combustion Temperature for the Reduction of particulate in Diesel Engines*, SAE Technical Paper Series 880423.
28. Kind, J., Jakob, E., Muller, W., *NO_x- Verminderung bei Dieselmotoren. Teil 3: Motoruntersuchungen mit Marnstoff als Reduktionsmittel für die katalytische NO_x Reduction*, MTZ 62 (2001), nr.1.
29. Klein, H., Rulfs, H., *Einfluss der Kraftstoff-Voreinspritzung auf das Betriebsverhalten von mittelschellaufenden Dieselmotoren*, MTZ 53 (1992), nr.9
30. Klinger J.H., *Size Analysis and Fractal Dimensions of Diesel Particles Based on REM Measurements with an Automatic Imaging System*, Journal of Aerosol Science, vol.20, no.8/1989, pag. 861-864.
31. Krasenbrink, A., ș.a., *Continous Measurement of Soot Concentration in Diesel Exhaust*, Journal of Aerosol Science, vol.20, No.8/1989, pag.1393-1396.
32. Lambert, C., Vanderslice, J., Hammerle, R., Belaire, R., *Urea selective catalytic reduction*, Automotive Engineering International, March 2002.
33. Lee, P.S., ș.a., *Generation of Diesel Particles Coated with PAC - Evidence Suggesting that Dinitropyrene Formation is a Collection Artifact*. Journal of Aerosol Science, vol.20, No.6/1989, pag.627-637.
34. Matsui, Z., Sugihara, K., *Sources of Hydrocarbon Emissions from a Small Direct Injection Diesel Engine*, SAE Technical Paper Series 871613.
35. Mayer, W.J., Lehman, D.C., *Distribution of Engine Oil to Diesel Exhaust Particulate Emissions*, SAE Paper 900256.
36. Melcher K., *In Reileungsmodell zur Berechnung von instationären Strömungen in Rohrleitungen on Brennkraftmaschinen Bosch Tech.*, Berichte 4, 19747.
37. Needham, J.R., Bouthenet, A., *Competitive Fuel Economy and Low Emissions Achieved Through Flexible Injection Control*, SAE Technical Paper Series 931020.
38. Negrea V.D. - *Procese în motoare cu ardere internă. Economicitate, combaterea poluării*, vol. I, Editura Politehnica Timișoara, 2001.
39. Negrea V.D. - *Motoare cu ardere internă. Procese, economicitate, poluare*. vol. I, Editura Sedona, Timișoara, 1997.
40. Negrea V.D. - *Procese în motoare cu ardere internă*, vol. II, Editura Politehnica, Timișoara, 2003.

41. Negrea, V.D., Sandu, V., *Combaterea poluării mediului în transporturile rutiere*, Ed. Tehnică, București, 2000.
42. Negrea V.D., ș.a., *Transporturile și dezvoltarea lor durabilă*, SMAT 2008, Craiova, octombrie 2008.
43. Pădure, G., *Studii și cercetări privind evaluarea noxelor produse de către motoarele cu ardere internă*, teză de doctorat, Timișoara, 2000.
44. Pitschinger R., G.Staska, Z.Geo, *Calculation of the Injection Rate Curve of Diesel Injection Systems under Cavitation Conditions*, MTSZ 44, 1983 - 11, p.423-426.
45. Popa, M.G., Negurescu, N., Pană, C., *Motoare diesel – Procese*, vol. II, Ed. Matrix Rom București, 2003.
46. Potz, D., Krech, A., Wurga, J., *Variable Orifice Geometry Verified on the Two-Phase Nozzle (VRD)*, SAE Technical Paper Series 950081.
47. Schmitt, F., Stehr, H., *Der 1,9 l-110 kW Motor mit Pumpe Duse Einspritzung Wege zur Weiterentwicklung*, MTZ 62 (2001), supliment la nr.5 – „25 Jahre Dieselmotoren von Volkswagen”.
48. Schmitt, F., Lingens, A., *Testing the Potential of Different Exhaust Gas Recirculation Systems*, Auto Technology, vol.1, Aprilie 2001.
49. Shimada, T., Shoji, T., Takeda, Z., *The effect of Fuel Injection Pressure on Diesel Engine Performance*, SAE Technical Paper Series 891919.
50. Soteriou C., Richard Andrews and Mark Smith, *Direct Injection Diesel Sprays and the Effect of Cavitation and Hydraulic Flip on Atomization*, SAE Papers, 950080.
51. Stratulat, M., *Calculul arderii în motoarele cu aprindere prin comprimare cu injecție directă*, Buletinul Academiei Militare Generale, București, 1967.
52. Stratulat, M., Copae, I., *Procesele energetice din motoare*, Editura Academia Tehnică Militară, București, 1982
53. Thuma Bârzeanu R., Pădure G, Negrea V.D, *Automobilul și limite de poluare normate*, Simpozionul Internațional „Omul și mediul” ediția a V-a, în cadrul „Zilelor Academice Timișene – ed. A X-a, Timișoara, 24.05.2007, ISBN: 978-973-687-555-7
54. Turcoiu T., Boncoi J., Time Al., *Echipamente de injecție pentru motoare cu ardere internă*, Editura Tehnică, București, 1987
55. Uchida, N., Shimikawa, K., Kudo, Z., Shimoda, M., *Combustion Optimization by Means of Common Rail Injection System for Heavy-Duty Diesel Engines*, SAE Technical Paper Series 982679.
56. *** *Exhaust aftertreatment for commercial vehicles. Considerable reduction in nitrogen oxide and particle emission*, Auto Technology, vol. 1, February 2001.
57. *** *Leitfaden zu Kraftstoffverbrauch und CO₂ Emissionen – Ausgabe 2007 - VDA*
58. *** *Ministerium für Umwelt und Verkehr – Baden Württemberg: Energiesparend Fahren – 2007.*
59. *** *Sinteza privind efectele asupra noxelor a injecției de motorină controlată electronic*, Studii INAR-Brașov 1997.
60. *** *Sistemul electronic de injecție pentru motorină*, Documentar INAR-Brașov, 1994
61. *** *Reglementări și norme tehnice în transporturi rutiere - aprobate prin Ordinul ministrului nr. 211/2003*
62. *** *Reglementări și norme tehnice în transporturi rutiere - aprobate prin Ordinul ministrului nr. 756/2002*

63. *** *User's manual VLT 4590 Diesel Smoke Tester*
64. *** *DEKRA - Information zum Thema CO₂. Reduzieren Sie Ihnen CO₂ - Ausstoß und Ihre Kosten*
65. www.hartridge.com/smoke.shtml

Titluri recent publicate în colecția „TEZE DE DOCTORAT” seria 9: Inginerie Mecanică

1. **Ioan Marcel Indre** – *Cercetări asupra factorilor care influențează capacitatea de aspirație a ventilatorului transversal, ISBN 978-973-625-718-6, (2008);*
 2. **Dan Ioan Stoia** – *Modelarea, dezvoltarea și testarea implanturilor pentru coloana vertebrală, ISBN 978-973-625-697-4, (2008);*
 3. **Andreea Anca Șimon** – *Considerații teoretice și experimentale privind realizarea computerizată a tiparelor, cu ajutorul manechinelor virtuale pentru design vestimentar, ISBN 978-973-625-728-5, (2008);*
 4. **Amalia-Virginia Țirdea** – *Metode și echipamente de izolare autovibratorie a pieselor mecanice, ISBN 978-973-625-740-7, (2008);*
 5. **Diana Silaghi** – *Cercetări teoretice și experimentale privind posibilitățile de verificare a energiei solare ca sursă nepoluantă, ISBN 978-973-625-743-8, (2008);*
 6. **Liliana Drăgan** – *Contribuții privind acționarea pneumatică a dispozitivelor de protezare și susținere a scheletului uman, ISBN 978-973-625-506-9, (2008);*
 7. **Marius Buzera** – *Cercetări experimentale privind realizarea automată a proceselor de prelucrare primară, ISBN 978-973-625-760-5, (2008);*
 8. **Karoly Menyhardt** – *Sistem inteligent de protezare pentru membrul superior, ISBN 978-973-625-763-6, (2008);*
 9. **Nicolae Lonțiș** – *Cercetări teoretice și experimentale privind cogenerarea cu motor m.a.i., funcționând cu bio-combustibil, ISBN 978-973-625-766-7, (2008);*
 10. **Ramona Nagy** – *Cercetări privind comportarea neliniară a unor sisteme mecanice cu discontinuități datorate ciocnirii, ISBN 978-973-625-786-5, (2008).*
-



EDITURA POLITEHNICA